



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO  
TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

ANTTI LIEKARI  
VESIHYDRAULISEN TOIMILAITTEEN KEHITYS

Diplomityö

Tarkastaja: professori Kari T. Koskinen  
Tarkastaja ja aihe hyväksytty  
Teknisten tieteiden tiedekunnan tiede-  
kuntaneuvoston kokouksessa 8.4.2015

## TIIVISTELMÄ

**ANTTI LIEKARI:** Vesihydraulisen toimilaitteen kehitys

Tampereen teknillinen yliopisto

Diplomityö, 53 sivua, 2 liitesivua

Marraskuu 2015

Konetekniikan diplomi-insinöörin tutkinto-ohjelma

Pääaine: Hydrauliteknikka

Tarkastaja: professori Kari T. Koskinen

Avainsanat: vesihydrauliikka, vääntömoottori, siipitoimilaite

Diplomityössä keskitytään vesihydraulisen vääntötoimilaitteen prototyypin testaukseen ja kehitykseen. Päämääränä on ottaa kehitetty versio käyttöön automaattisessa prosessisuodattimen pesuysikössä suodattimen pyörittämisessä. Toimilaite on siipimallinen koostuen yhdestä roottorisiivestä, ja sen kiertoliike on noin 240-astetta. Laitteen käyttöenergiana toimii paineistettu vesi.

Tässä työssä testataan mikä tiivistinmateriaali ja millä mitoilla tuottaa parhaimman mahdollisen hyötysuhteen ja vääntömomentin, sekä onko testattujen tiivistimien kestoikä riittävä. Testaukset jakautuvat kahteen osioon, jossa ensimmäisessä keskitytään toimilaitteen suorituskyvyn optimointiin ja toisessa testataan tiivistimien kestävyyttä yhden vuoden käyttöä simuloivalla kestotestillä.

Testausten perusteella voidaan sanoa EPDM -kumista valmistettujen tiivistimien toimineen toivotulla tavalla. Valituilla EPDM -tiivistimillä saavutettiin tavoiteltu vääntömomentti ja ne kestivät rasituksen hyvin. Testit paljastivat kuitenkin toimilaitteen heikoksi kohdaksi POM – materiaalista valmistetut liukulaakerit, jotka kuluivat ja/tai viruivat aiheuttaen välyksiä ja vuotoja.

Testaustuloksien ja käyttökokemusten perusteella toimilaitteelle suoritetaan tuotekehitystä, jonka tavoitteena on parantaa suorituskykyä ja kestävyyttä, pienentää valmistuskustannuksia, sekä parantaa valmistettavuutta ja huollettavuutta. Tuotekehityksen tuloksena saadaan toimilaitteen kehitysversio, joka täyttää alussa asetetut vaatimukset. Suurimpia muutoksia kokevat runko, joka valmistetaan umpiaihion sijaan putkimateriaalista, siipien rakenne ja laitteen huollettavuus. Kevennetylle runkorakenteelle suoritetaan lopuksi lujuus- ja muodonmuutostarkastelut FEM – analyysillä.

Tulevaisuudessa toimilaitteen kehityksessä kannattaa keskittyä akselin laakerointiin. Myös dynaamisessa kontaktissa toistensa kanssa olevien pintojen pinnanlaatuun ja mitatarkkuuteen tulee kiinnittää huomiota, jotta voidaan parantaa toimilaitteen hyötysuhdetta ja tehoa.

## ABSTRACT

**ANTTI LIEKARI:** Development of water hydraulic actuator  
Tampere University of Technology  
Master of Science Thesis, 53 pages, 2 Appendix pages  
November 2015  
Master's Degree Programme in Mechanical Engineering  
Major: Fluid Power Engineering  
Examiner: Professor Kari T. Koskinen  
Keywords: water hydraulic, rotating vane actuator

This Master of Science Thesis concentrates on testing a prototype of water hydraulic vane actuator. The prototype consists of one static vane and one rotating vane and the total rotating angle is  $240^\circ$ . This actuator is meant to rotate a process filter basket while cleaning it with pressurized water jets.

The objective is to determine a maximum torque the actuator can produce, a lifetime of the vane gaskets and the operating efficiency. Related to these results the aim is also to develop the design of the actuator to obtain better performance and reduce manufacturing costs.

The tests will be divided in two parts. The main focus of the first part is to find the optimal dimensions and materials for gaskets and determine performances of the actuator. The purpose of the second part is to determine gaskets durability in long term test which simulates one year's operation.

After the tests it can be stated that proper material for the vane gasket is EPDM which is strong, durable and has a good chemical resistance. During the tests the weakest link of the actuator appeared to be sliding bearings made of POM -material. The bearings started to wear out quite fast and radial clearance was detected between axle and bearings causing internal leaks.

The most important changes of the actuator design are that the pressure chamber will be manufactured of stainless steel tube instead of machining one solid piece. Improved vanes structure helps positioning the gaskets and the actuator's structure itself is easier to maintain.

Conclusions of this study are that EPDM is proper material for gaskets, components surface finish and manufacturing tolerances are very crucial factors for sealing and needs to pay attention. Future focus of developing the actuator will be improving the sliding bearing durability.

## ALKUSANAT

Tämä diplomityö tehtiin Tampereen teknillisen yliopiston Kone- ja tuotantotekniikan laitoksella. Työ liittyy Turun AsennusTeam Oy:n Tekes – tuotekehityshankkeeseen.

Haluan kiittää työn ohjaajaa Jussi Aaltosta TTY:ltä neuvoista ja avusta, joita olen työn aikana saanut. Kiitos kuuluu myös työn tilaajalle Heikki Tammelinille Turun AsennusTeam Oy:stä, sekä Tuotekehitys Oy Tamlinkille, jotka mahdollistivat tämän työn.

Tampereella, 24.11.2015

Antti Liekari

## SISÄLLYSLUETTELO

1.	JOHDANTO .....	1
1.1	Vesihydrauliikan ja öljyhydrauliikan eroavaisuuksia.....	1
1.2	Työn tarkoitus ja tavoitteet.....	3
1.3	Työn suoritus.....	4
2.	TEOREETTINEN TAUSTA JA SIIPITOIMILAITTEEN MITOITUS .....	5
2.1	Vääntömoottorien rakenteet ja toimintaperiaatteet.....	5
2.2	Hyötysuhteiden määrittäminen.....	7
2.3	Resultanttivoiman, laakerin pintapaineen ja niiden suuntien määrittäminen .....	8
2.4	Tiivistimien esipuristuksen määrittäminen .....	11
2.5	Kehitettävän siipitoimilaitteen rakenne .....	12
2.6	Kehitettävän siipitoimilaitteen teoreettisia ominaisarvoja.....	14
3.	SIIPITOIMILAITTEEN TESTAUSJÄRJESTELYT JA TESTIEN SUORITUS .	18
3.1	Siipitoimilaitteen testipenkin mekaaninen rakenne .....	18
3.2	Testauksessa käytetty hydraulijärjestelmä .....	20
3.3	Testauksessa käytetty mittaus- ja ohjausjärjestelmä .....	23
3.4	Toimilaitteen suorituskyvyn määrittäminen .....	25
3.5	Toimilaitteen kestävyysmäärittäminen .....	25
4.	TESTIEN TULOKSET .....	27
4.1	Tiivistinmateriaalin valinta .....	28
4.2	Toimilaitteen maksimivääntömomentti, paineet ja pyörimisnopeudet.....	29
4.3	Toimilaitteen todellinen tilavuusvirta.....	31
4.4	Toimilaitteen hyötysuhteet.....	32
4.5	Kestotestin vaikutus toimilaitteen rakenteelle.....	33
4.6	Kestotestin vaikutus suorituskyykyyn .....	36
4.7	Kestotestin vaikutus hyötysuhteisiin .....	38
4.8	Vuotovirtaukset ja vääntömomentit päätyasennoissa.....	39
4.9	Testeissä havaitut kehittämistä vaativat toimilaitteen kohdat .....	40
5.	TOIMILAITTEEN RAKENTEEN KEHITYS .....	41
5.1	Kehitysversion valmistustoleranssien vaikutus tiivistykseen .....	44
5.2	Kehitetyn runkorakenteen FEM – tarkastelut .....	46
6.	JOHTOPÄÄTÖKSET .....	50
7.	LÄHTEET .....	52

LIITE A: KUVIA OSISTA TESTIEN AIKANA JA JÄLKEEN

## LYHENTEET JA MERKINNÄT

$\alpha$	jäännöskulma [°]
$A_{pp}$	tiivistimen poikkipinta-ala [mm <sup>2</sup> ]
$A_{up}$	tiivistinuran poikkipinta-ala [mm <sup>2</sup> ]
$\beta$	resultanttipinnan suuntakulma [°]
$\gamma$	paineellisen pinta-alan kulma [°]
$\theta$	siipikulma [°]
$\varphi$	resultanttivoiman ja laakerin pintapaineen suuntakulma [°]
$\eta_{hm}$	hydromekaaninen hyötysuhde [-]
$\eta_{kok}$	kokonaishyötysuhde [-]
$\eta_{vol}$	volumetrinen hyötysuhde [-]
$\sigma_{laakeri}$	laakerin pintapaine [MPa]
$\omega_{aks}$	akselin kulmanopeus [rad/s]
$cSt$	kinemaattinen viskositeetti (senttistoki) [10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup> /s]
$D_{laakeri}$	laakerin sisähalkaisija [mm]
$F$	voima [N]
$F_{aks}$	akseliin kohdistuva voima [N]
$F_{res}$	resultanttipintaan vaikuttava voima [N]
$F_{siipi}$	siiven voimaresultantti [N]
$GPa$	gigapascal, [10 <sup>9</sup> N/m <sup>2</sup> ]
$h_k$	kammion korkeus [mm]
$h_{laakeri}$	laakerin korkeus [mm]
$M_{aks}$	akselin momentti [Nm]
$n$	pyörimisnopeus [1/s]
$P_{anto}$	antoteho [W]
$p$	paine [Pa] [bar]
$\Delta p$	paine-ero [Pa] [bar]
pH	veden happamuusarvo, []
$q_{teor}$	teoreettinen tilavuusvirta [m <sup>3</sup> /s] [L/min]
$q_{tod}$	todellinen tilavuusvirta [m <sup>3</sup> /s] [L/min]
$r_a$	akselin säde [mm]
$r_k$	kammion sisäsäde [mm]
$R_{p0.2}$	0,2 – venymäraja teräksille, joilla ei ole selvää myötörajaa
$V_k$	kierrostitavuus [m <sup>3</sup> ]
$V_{rad}$	radiaanitulavuus [m <sup>3</sup> /rad]
°dH	veden kovuus (Kalsiumoksidimäärä), [10 mg/l]
CR	kloropreenikumi, Neopreeni
EPDM	eteenipropeenikumi
FEM	Finite Element Method, lujuuslaskumenetelmä
FPM	fluorikumi
NBR	nitriilikumi
PEEK	polyeetterieetteriketoni
PEEK-CF30	PEEK, jossa seosaineena 30 % hiilikuitua
POM	polyasetali
TTL	Transistor Transistor Logic, 0-5V jännitesignaali
VDC	tasajännite
VITON	eräs fluorikumin tuotemerkki

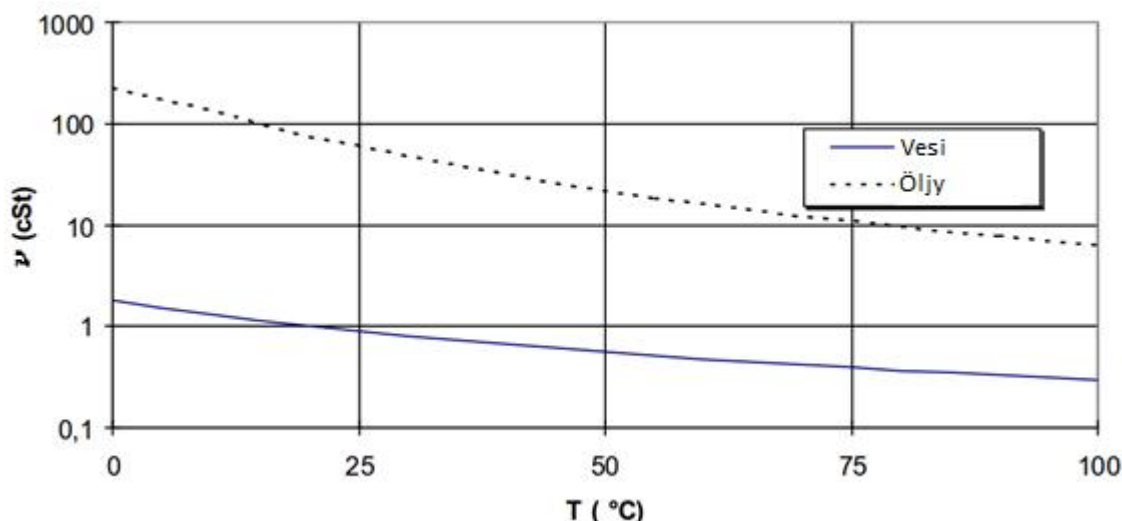
# 1. JOHDANTO

## 1.1 Vesihydrauliikan ja öljyhydrauliikan eroavaisuuksia

Vesihydrauliikalla on erittäin pitkä historia, sillä Kreikkalainen tiedemies Ctesibius keksi ensimmäisen vesihydraulisen mäntäpumpun jo noin 200 vuotta ennen ajanlaskun alkua. Vesihydrauliikan kehitysbuumi alkoi teollisen vallankumouksen aikoihin 1800-luvun puolivälissä, mutta alkoi hiipua 1900-luvun alkupuolella, muun muassa sähkökäyttöisten laitteiden ja öljyhydrauliikan kehityksen myötä. 2000-luvun taitteessa vesihydrauliikan tutkimus ja kehitys alkoi taas lisääntyä. [1]

Vesihydrauliikan tärkeimpinä etuina voidaan pitää veden ympäristöystävällisyyttä, palamattomuutta ja taloudellisuutta. Puhtautensa vuoksi vesitoimisia laitteita voidaan ilman mitään ympäristöhaittavaikutuksia käyttää pohjavesialueilla, vesistöjen läheisyydessä tai arktisilla alueilla. Veden käsittely on myös turvallista, koska se ei aiheuta terveydelle haitallisia vaikutuksia, kuten esimerkiksi mineraaliöljyt. Tästä syystä vesihydrauliikkaa on hyvä käyttää myös elintarviketeollisuudessa. Palamattomana ja räjähtämättömänä nesteenä vesihydraulisia sovelluksia käytetään erittäin paljon esimerkiksi terästeollisuudessa, jossa käsitellään sulaa metallia. Vesi on huomattavasti taloudellisempaa verrattuna öljyihin. Vettä saadaan joko vesijohtoverkosta, tai suoraan luonnosta, eikä käytetyn veden hävitys myöskään vaadi kalliita ongelmajätekäsittelyitä, kuten öljyillä. [2]

Vedellä ja öljyllä on suuria fysikaalisia eroavaisuuksia, jotka pitää huomioida järjestelmiä suunnitellessa ja käyttäessä. Seuraavaksi on listattu muutamia suurimpia eroavaisuuksia. Vesi on huomattavasti öljyä notkeampaa liuosta, mikä johtuu veden alhaisesta viskositeetista. Veden kinemaattinen viskositeetti 40 °C lämpötilassa on noin 0,66–0,7 cSt (senttistoki), kun taas mineraaliöljyillä luokkaa 16–36 cSt Kuvassa 1 esitetään veden ja erään mineraaliöljyn viskositeettia lämpötilan funktiona. Veden alhaisen viskositeetin ansiosta järjestelmien virtaushäviöt ovat öljyjärjestelmiä pienempiä, mutta laminaariset virtaukset muuttuvat turbulenttisiksi huomattavasti öljyvirtauksia alhaisemmillä virtausnopeuksilla. [2]



**Kuva 1: Lämpötilan vaikutus veden ja öljyn kinemaattisiin viskositeetteihin [3].**

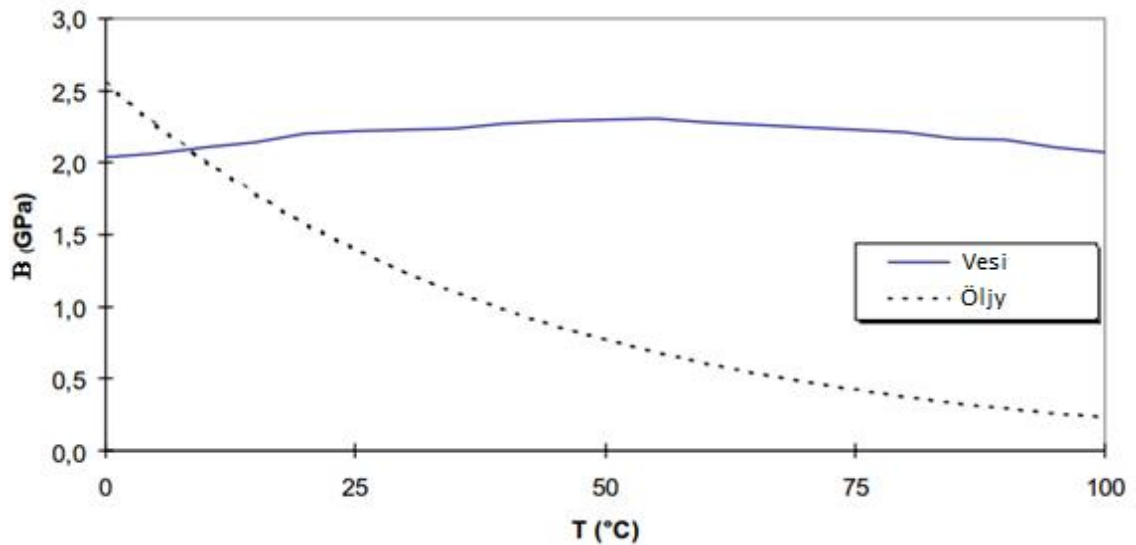
Alhainen viskositeetti aiheuttaa myös sen, että vesi tunkeutuu pienemmistä väleistä aiheuttaen helpommin vuotoja. Hydraulikkakomponenttien toiminnan ja hyötysuhteiden kannalta samankokoisissa vedelle tarkoitetuissa komponenteissa tulee olla huomattavasti pienemmät (noin 0,26–0,4 -kertaiset) välykset, mitä öljylle tarkoitetuissa komponenteissa käytetään. Pienempien välysten käyttö vaatii parempaa pinnanlaatua ja tarkempia valmistustoleransseja, jotka puolestaan nostavat vesihydraulikkakomponenttien valmistuskustannuksia. [2]

Veden voitelukyky öljyyn verrattaessa on huono. Tämän vuoksi vesihydraulikassa käytetään sopivia materiaalipareja, joiden keskinäinen liukukitka ja kuluminen ovat pieniä. Yleisimpiä materiaaleja ovat komposiitit, keraamit ja vesiympäristöön soveltuvat metallit. Yleisesti käytetty ratkaisu on myös hydrodynaaminen laakerointi, jossa pyritään luomaan ohut nestepatja liikkuvien osien välille. [2]

Veden tiheys normaali-ilmanpaineessa 4 °C lämpötilassa on 1000 kg/m<sup>3</sup>, kun mineraaliöljyillä tyypillisesti noin 25 % pienempi. [2]

Veden puristuserroin on normaali-ilmanpaineessa ja 20 °C lämpötilassa noin 2300 GPa, kun taas öljyillä puristuserroin on noin 1400 GPa. Suurempi puristuserroin tekee vesihydraulisista järjestelmistä jäykempiä, joten vesihydraulikalla on mahdollista toteuttaa nopeampia säätöjärjestelmiä, kuin öljyhydraulikalla. Korkeammasta puristuskertoimesta johtuen kuitenkin paineiskut ovat vesijärjestelmissä hieman suurempia, kuin öljyjärjestelmissä. Kuva 2 osoittaa, että öljyn ja veden puristuskertoimet käyttäytyvät varsin erilaisesti lämpötilan suhteen. [2]





*Kuva 2: Lämpötilan vaikutus veden ja öljyn puristuskertoimiin [3].*

Veden ominaislämpö on mineraaliöljyihin nähden noin kaksinkertainen ja lämmönjohdavuus noin 4-5 -kertainen, joten vesihydraulisten järjestelmien passiivinen jäähdytyskyky on parempi. [2]

Veden laatu hydraulijärjestelmässä määritellään kiinteiden epäpuhtauksien, sekä kemiallisen ja mikrobiologisen laadun perusteella. Koska käytettävät välykset vesihydrauliikassa ovat huomattavasti öljyhydrauliikkaa pienemmät, on veden puhtausluokan oltava parempi. Tämän vuoksi esimerkiksi vesijohtoverkosta otettava vesi tulee suodattaa ennen järjestelmään syöttämistä. Veden kemiallisen laadun tärkeimmät ominaisuudet ovat suotuisa pH-arvo (5,8–8,6), joka vaikuttaa metallien korroosioon ja mikro-organismien elinmahdollisuuksiin. Myös veden kovuusluokituksen tulisi olla keskikova, 5-10 °dH. [2]

Veden höyrynpaine on huomattavasti korkeampi, kuin öljypohjaisilla nesteillä. Höyrynpaine vedellä on 50 °C lämpötilassa noin 0,12 bar, kun mineraaliöljyllä vastaava luku on noin  $1 \cdot 10^{-6}$  bar. Korkea höyrynpaine altistaa kavitaatiolle varsinkin pumppujen imu puolella, sekä venttiilien kuristuksissa ja rajoittaa veden käyttölämpötilan sovelluksissa alle 50 °C. [2]

## 1.2 Työn tarkoitus ja tavoitteet

Tässä työssä tutkittavan toimilaitteen prototyyppi on suunniteltu sopimaan tietynlaisen prosessisuodatinpesän sisälle. Prosessisuodattimia voidaan joutua puhdistamaan, suodattavasta aineesta riippuen useita kertoja päivässä, mikä tavallisesti vaatii työntekijän panoksen. Suodatinkoria pyörittävällä toimilaitteella mahdollistetaan suodattimen au-

tomaattinen pyöritys ja sitä kautta automatisoitu pesutapahtuma. Tämä diplomityö liittyy TTY:n Kone- ja tuotantotekniikan laitoksen erääseen laajempaan kehitysprojektiin.

Toimilaitteen prototyypin suunnittelun lähtökohtana on käytetty 240 newtonmetrin vääntömomenttia, johon sen tulisi yltää. Työn tavoitteena on suorittaa toimilaitteen prototyypille testejä joilla määritetään sen ominaisuuksia, kuten vääntömomentti, hyötysuhteet, sekä sopivat tiivistinten mitat, materiaali ja kestävyys. Tavoitteena on myös kehittää laitteen rakennetta helpommin valmistettavaksi ja huollettavaksi.

### 1.3 Työn suoritus

Diplomityön alussa tehdään kirjallisuustutkimusta ja tarkastellaan aihepiiriin liittyviä muita lähteitä. Vesihydraulisia siipitoimilaitteita on tutkinut ja kehittänyt muun muassa A. Mäkelä, [4], sekä Luis Orona, [5], jotka ovat tehneet diplomityönsä TTY:llä. Diplomityön testit perustuvat kokeelliseen menetelmään, jossa tiivistimien ominaisuuksia vaihtelemalla tutkitaan, miten muutokset vaikuttavat mitattaviin ominaisuuksiin. Kerättyä aineistoa verrataan toisiinsa ja niiden perusteella valitaan parhaiten tavoitteisiin sopivat tiivistimien mitat ja materiaali.

Testit jakautuvat kahteen osioon, joista ensimmäisessä osiossa suoritetaan toimilaitteen teho- ja hyötysuhdemittauksia. Nämä ominaisuudet riippuvat hyvin paljon toimilaitteen siipien tiivistyksestä, kitkoista ja pinta-alasta. Toisessa osassa suoritettussa tiivistimien kestävyyttä tutkivassa kestotestissä lähtökohtana on simuloida räsistystä, joka vastaa yhtä työsykliä tunnin välein vuoden ajan.

Suorituskykytestien ja kestotestien tulokset tarkastellaan erikseen. Tulosten tarkastelun ja analysoinnin jälkeen keskitytään toimilaitteen kehitykseen, jossa käytetään hyväksi laitteen käytössä kertyneitä kokemuksia, prototyypin valmistajan toiveita ja testien tuloksia. Kehitysversion runkorakenteelle suoritetaan vielä pienimuotoinen lujuus- ja muodonmuutostarkastelu SolidWorks -mallinnusohjelman FEM – analyysillä.

## 2. TEOREETTINEN TAUSTA JA SIIPITOIMILAITTEEN MITOITUS

Tässä luvussa tutustutaan vääntömoottorien ja niihin lukeutuvien siipitoimilaitteiden toimintaperiaatteisiin ja rakenteisiin. Toimilaitteiden rakenteet voivat erota toisistaan käyttötarkoituksen mukaan hyvin paljon, jonka vuoksi tarkastellaan myös vaativampaan kohteeseen tarkoitettua siipitoimilaitetta. Luvussa kuvataan työssä kehitettävän siipitoimilaitteen ominaisuuksia ja esitetään toimilaitteen mitoituksen perusta.

### 2.1 Vääntömoottorien rakenteet ja toimintaperiaatteet

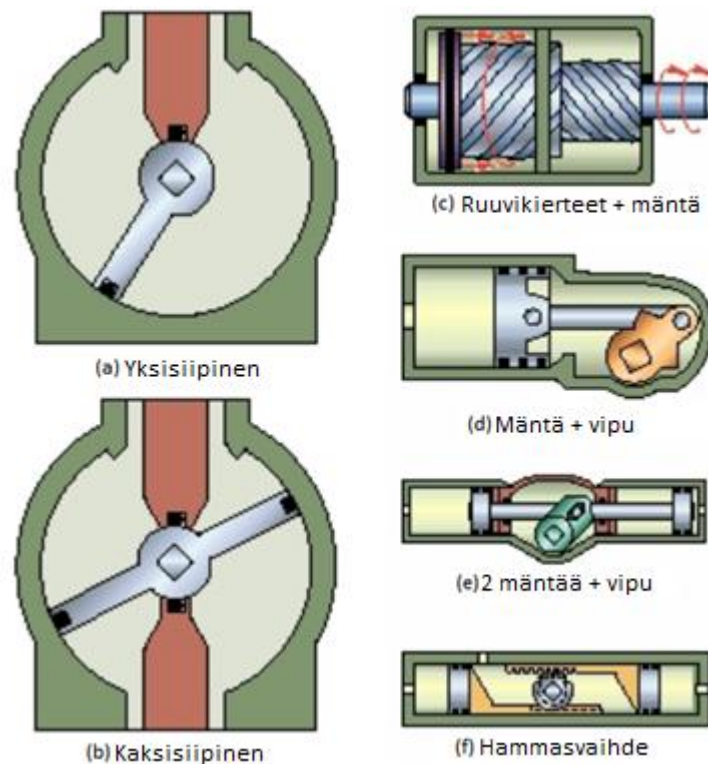
Vääntömoottorit muuttavat väliaineen hydraulisen tehon akselin kiertoliikkeeksi. Ne ovat kompakteja ja niiden teho-paino – suhde on erittäin hyvä. Vääntömoottorit eroavat tavallisista moottoreista niiden rajoitetun kiertoliikkeen vuoksi. Vääntömoottorit tuottavat suuria vääntömomenteja alhaisilla pyörimisnopeuksilla, joten niitä voidaan käyttää useissa sovelluksissa ilman alennusvaihteistoja. Yleisimmät vääntömoottorit ovat joko mäntä-, tai siipirakenteisia. [2]

Mäntärakenteisiin vääntömoottoreihin kuuluvat hammasvaihdemoottorit, jotka koostuvat yhdestä tai useammasta hammastangosta, joiden päähän on kiinnitetty männät. Väliaine saa männät liikkumaan sylinteriputkissa, jolloin hammastankoon kytketty ratas alkaa pyöriä. Hammaskosketuksen toiminnan vuoksi tällä toimilaitteella on hieman välystä pyörimisliikkeessä. Tämän rakenteen hyötysuhde on hyvä, noin 90 % ja sillä saadaan aikaiseksi erittäin suuria vääntömomenteja pyörimisliikkeen rajoituksessa maksimissaan noin viiteen kierrokseen. [6]

Ruuvivaihteelliset vääntömoottorit kuuluvat myös mäntärakenteellisiin, joiden toiminta perustuu männän tekemän lineaarisen liikkeen muuntamiseen pyöriväksi liikkeeksi ruuvimekanismin avulla. Ruuvikierteitä voi olla pelkästään akselilla, tai sekä akselilla, että sylinterissä, jolloin toimilaitteen kokonaispituutta saadaan lyhennettyä. Ruuvimekanismilla toteutetun vääntömoottorin hyötysuhde on heikko, noin 60 % ja se on kalliimpi toteuttaa, kuin muut edellä mainitut rakenteet. [6] Kuvassa 3 on esitetty erilaisia vääntömoottorirakenteita.

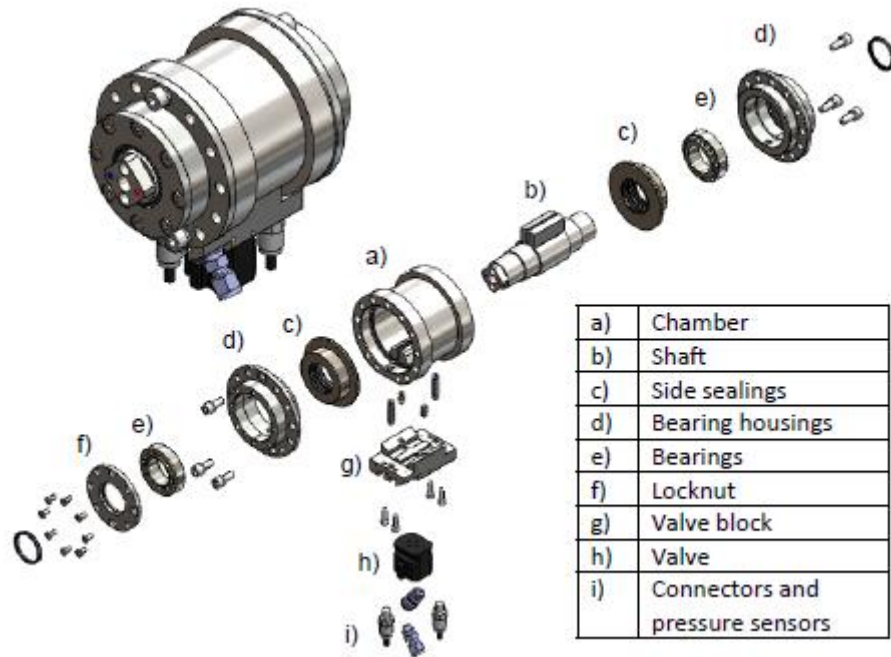
Siipimallisia vääntömoottoreita, tavataan tyypillisesti joko yksi- tai kaksisiipisinä. Siipien lukumäärän kasvattamisella saadaan toimilaitteen tuottamaa vääntömomenttia lisättyä, tosin maksimipyörimisliikkeen kustannuksella. Siipitoimilaitteiden maksimikiertokulmat jäävät yksisiipisillä noin 300 asteeseen ja kaksisiipisillä noin 100 asteeseen. Si-

pitoimilaitteen heikkous on alhainen volumetrinen hyötysuhde, mikä johtuu hankalasti toteutettavissa olevasta kammioden välisestä tiivistyksestä. Tiivistystä voidaan parantaa tiivistimien kulmien pyöristyksellä, mikä vaatii myös pesän kulmien pyöristystä. Myös tiivistyspintaa paksuntamalla ja puristamalla tiivistimiä kovemmin tiivistyspintaa vasten, mutta tällöin ongelmaksi muodostuvat kasvavat kitkat. Suuremmat kitkat tiivistimien ja tiivistyspinnan välissä lisäävät kulumista ja heikentävät hydromekaanista hyötysuhdetta. Parhaimmillaan siipirakenteisten vääntömoottorien kokonaishyötysuhde,  $\eta_{\text{kok}} \approx 0,71$ . [2] Siipirakenteiset toimilaitteet ovat edullisempia valmistaa, kuin muut vääntömoottorit ja voidaan käyttää paikoituksessa, koska akselin pyörimisliikkeessä ei esiinny välyksiä [6]. Tämän vuoksi siipitoimilaitteen soveltuvuutta on tutkittu myös robottikäsivarren niveleksi. Kuvassa 3 on esitetty erilaisia vääntömoottorirakenteita.



**Kuva 3: Erilaisia vääntömoottorirakenteita [7, muokattu].**

Kuvassa 4 esitetään Oronan [5] tutkiman ja kehittämän vesihydraulisen siipitoimilaitteen räjäytyskuva. Toimilaitteen pääosina voidaan luetella kammio (a), akseli-siipiyhdistelmä (b), painekammion päädyt (c) ja laakerit (e). Toimilaitteen on oltava kevyt, pienikokoinen ja vahva, koska se on suunniteltu robottikäsivarren niveleksi. Tämän vuoksi työpaine on 210 bar, jolloin nimelliseksi vääntömomentiksi on saatu yli 500 Nm. Laakereiksi on valittu kartiorullalaakerit, koska voimat ja paineet ovat suuria, sekä laitteen on kyettävä tarkkaan asemointiin pitkällä huoltovälillä.



**Kuva 4:** Robottikäsi- ja -varren niveleksi suunnitellun vesihydraulisen siipitoimilaitteen räjäytyskuva [5].

## 2.2 Hyötysuhteiden määrittäminen

Kokonaishyötysuhde voidaan määrittää toimilaitteen tuottaman antotehon,  $P_{anto}$  kaavan kautta. Toimilaitteen akselilta saatavan tehon kaava on muotoa:

$$P_{anto} = q_{tod} \times \Delta p \times h_{kok} = M_{aks} \times \omega_{aks} \quad (1)$$

jossa  $q_{tod}$  on moottorille tuotu todellinen tilavuusvirta [ $\text{m}^3/\text{s}$ ],  $\Delta p$  on mitattu paine-ero moottorin yli [Pa],  $M_{aks}$  on moottorin akselilta saatava momentti [Nm], ja  $\omega_{aks}$  on akselin kulmanopeus [rad/s].

Yhtälöä muokkaamalla saadaan kokonaishyötysuhteelle,  $\eta_{kok}$  kaava:

$$h_{kok} = \frac{M_{aks} \times \omega_{aks}}{q_{tod} \times \Delta p} \quad (2)$$

Toimilaitteen välysten kautta kulkee vuotovirtausta kammiosta toiseen, sekä myös joissain tapauksissa toimilaitteen ulkopuolelle. Kyseiset vuotohäviöt vaikuttavat toimilaitteen hyödyntämään tilavuusvirtaan, mikä otetaan huomioon volumetrisella hyötysuhteella,  $\eta_{vol}$ . Volumetriseen hyötysuhteeseen vaikuttavat eniten paine ja pyörimisnopeus. Paineen kasvaessa vuodot lisääntyvät, mikä heikentää hyötysuhdetta, kun taas pyörimisnopeuden kasvaminen pienentää vuotojen suhteellista osuutta tilavuusvirrasta parantaen hyötysuhdetta.

Siipitoimilaitetta voidaan verrata hydraulimoottoriin, jolloin voidaan käyttää moottorin volumetriseen hyötysuhteen kaavaa:

$$h_{vol} = \frac{q_{teor}}{q_{tod}} = \frac{n \cdot V_k}{q_v} \quad (3)$$

jossa  $n$  on pyörimisnopeus [1/s],  $V_k$  on kierrostilavuus [ $m^3$ ].

Hydraulisten komponenttien kokonaishyötysuhde muodostuu volumetrisista ja hydromekaanisista,  $\eta_{hm}$  hyötysuhteista yhtälön (4) mukaisesti:

$$h_{kok} = h_{vol} \cdot \eta_{hm} \quad (4)$$

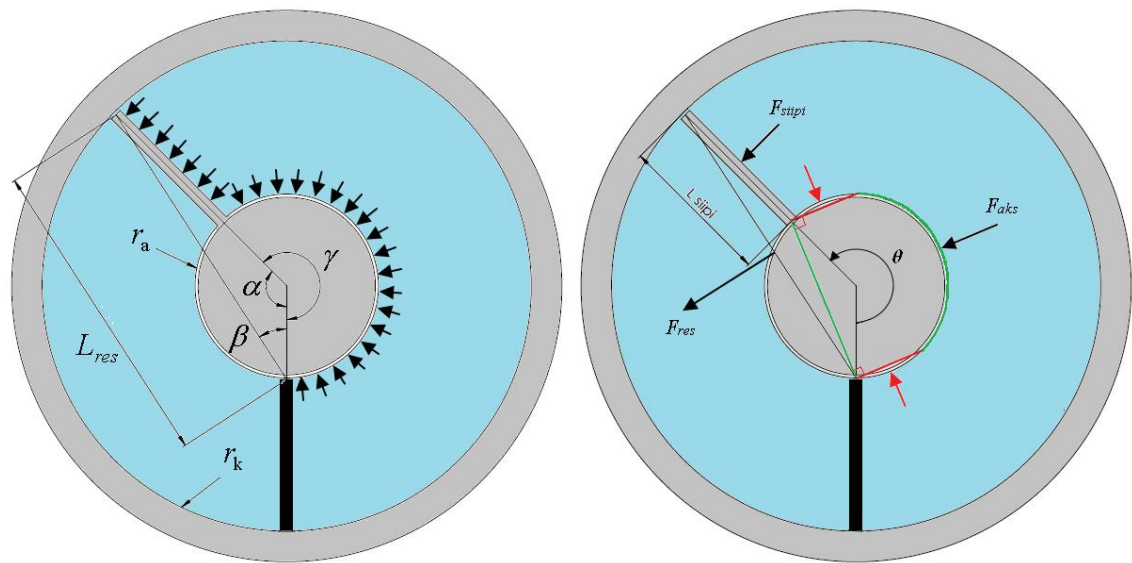
Tämän projektin yhteydessä on mielenkiintoisinta tarkastella kokonais- ja volumetrisia hyötysuhteita. Hydromekaaninen hyötysuhde saadaan tarvittaessa johdettua yhtälöstä (4).

### 2.3 Resultanttivoiman, laakerin pintapaineen ja niiden suunnan määrittäminen

Hydrostaatiikan peruslain, eli Pascalin määritelmän mukaisesti paine vaikuttaa kohtisuoraan seinämiä vastaan [2]. Siipitoimilaitteessa siipeen ja akseliin kohdistuva resultanttivoima voidaan määrittää resultanttipinnan avulla. Resultanttipinta muodostuu roottorin ja staattorin siiven tiivisteiden reunojen väliin.

Kuvassa 5 havainnollistetaan siipitoimilaitteen geometriaa toimilaitteen halkileikkauksilla. Musta rakenteen osa kuvastaa staattorin siipeä ja roottorin siipi, jonka pituus on

$L_{\text{siipi}}$ , osoittaa yläviistoon. Mustat nuolet kuvaavat akseliin ja roottorin siipeen kohdistuvaa painetta. Siipikulman  $\theta$  arvo lähtee liikkeelle staattorin siivestä vastapäivään kiertäen. Mitta  $L_{\text{res}}$  esittää resultanttipinnan pituutta, mikä on suurimmillaan siipikulman  $\theta$  ollessa  $180^\circ$  ja pienenee siiven liikkeessä kohti kumpaakin päätyasentoa. Kuvan kulmia  $\alpha$ ,  $\beta$  ja  $\gamma$  käytetään resultanttivoiman suunnan määrittämisessä kosinilauseen avulla ja ovat symmetriset  $180^\circ$  siipikulman suhteen, eli käyttäytyvät peilikuvana alle  $180^\circ$  siipikulmilla.



**Kuva 5: Akseliin ja akselin siipeen kohdistuvat voimat, sekä voimien resultanttipinnan määrittäminen. [4, muokattu]**

Kuvan 5 oikeanpuoleisesta osasta on helppo ymmärtää, että resultanttipintaan vaikuttava resultanttivoima  $F_{\text{res}}$  koostuu kahdesta pääkomponentista, jotka ovat siipeen kohdistuva voimaresultantti  $F_{\text{siipi}}$  ja akseliin kohdistuva voimaresultantti  $F_{\text{aks}}$ . Akselin voimaresultantti  $F_{\text{aks}}$  vaikuttaa kohtisuorasti staattoritiivistimen ja roottorisiiven tyven kautta kulkevaan vihreällä merkattuun suoraan. Kyseisen suoran päistä kohtisuoraan lähteviin punaiseksi merkattuihin suoriin pintoihin vaikuttavat voimaresultantit kumoavat vastakaissuuntaisina toisensa.

Paineen resultanttipintaan aiheuttaman, pintaa vasten kohtisuoran resultanttivoiman suunta on myös akselin laakereille vaikuttavan voiman suunta. Koska toimilaitteen akselin kummassakin päässä on laakeri, niin yhdelle laakerille kohdistuvan laakerivoiman suuruus on puolet resultanttivoimasta.

Resultanttivoiman määrittäminen lähtee liikkeelle vääntömomentin määrittämisestä. Ensimmäinen on määritettävä siipitoimilaitteen radiaanitilavuus  $V_{\text{rad}}$ , joka lasketaan kaavalla:

$$V_{\text{rad}} = \frac{\rho (r_k^2 - r_a^2)}{2 \Delta p} h_k \quad (5)$$

missä  $r_k$  on kammion sisäsäde,  $r_a$  on akselin säde ja  $h_k$  kammion korkeus.

Siipitoimilaitteen tuottama teoreettinen vääntömomentti lasketaan kaavalla:

$$M_{\text{aks}} = V_{\text{rad}} \Delta p \quad (6)$$

missä  $\Delta p$  on paine-ero siiven ylitse.

Yhdistämällä kaavat (5) ja (6) saadaan kammion sisäsäde ilmaistua kaavalla:

$$r_k = \sqrt{\frac{2 M_{\text{aks}}}{\Delta p h_k} + r_a^2} \quad (7)$$

Resultanttipinnan sivun pituus on ratkaistavissa kosinilauseella, kun tiedetään kaksi muuta sivua ja niiden välinen kulma:

$$L_{\text{res}}^2 = r_k^2 + r_a^2 - 2 r_k r_a \cos(\alpha) \quad (8)$$

Resultanttipinnan pituuden kaava saadaan muotoon:

$$L_{\text{res}} = \sqrt{r_k^2 + r_a^2 - 2 r_k r_a \cos(\alpha)} \quad (9)$$

jossa  $\alpha$  on jäännöskulma, eli  $(360^\circ - \gamma)$ , jossa  $\gamma$  on paineenalaisen pinta-alan kulma.

Resultanttipinta-ala saadaan kertomalla resultanttipinnan sivun pituus kammion korkeudella. Resultanttivoima saadaan kertomalla pinta-ala vielä paine-erolla:

$$F_{\text{res}} = h_k \times \sqrt{r_k^2 + r_a^2 - 2 r_k r_a \cos(360^\circ - \gamma)} \Delta p \quad (10)$$

Sijoittamalla kaava (7) kaavaan (10) saadaan resultanttivoimaksi:

$$F_{\text{res}} = h_k \times \sqrt{\frac{2 M_{\text{aks}}}{\Delta p h_k} + 2 r_a^2 - 2 \times \sqrt{\frac{2 M_{\text{aks}}}{\Delta p h_k} + r_a^2} r_a \cos(360^\circ - \gamma)} \Delta p \quad (11)$$



Laakerin pintapaine määritetään resultanttivoiman kautta. Yhdelle liukulaakerille kohdistuva voima on puolet resultanttivoiman arvosta, koska laakereita on toimilaitteessa kaksi kappaletta. Säteiläinen pintapaine voidaan laskea niin sanotulla kattilakaavalla, jonka tarkkuus riittää tässä tarkastelussa:

$$\text{Laakerin pintapaine: } s_{\text{laakeri}} = \frac{\frac{F_{\text{res}}}{2}}{D_{\text{laakeri}} \times h_{\text{laakeri}}} \quad (12)$$

missä  $D_{\text{laakeri}}$  on laakerin sisähalkaisija ja  $h_{\text{laakeri}}$  laakerin korkeus.

Resultanttivoiman suunta, eli laakerivoiman suunta saadaan laskettua käyttämällä edelleen kosinilauseetta. Nyt tiedetään resultanttipinnan pituus, jolloin saadaan laskettua resultanttipinnan kulman  $\beta$  arvo:

$$b = a \cos \left| \frac{a^2 - L_{\text{res}}^2 - r_a^2}{2 \times L_{\text{res}} \times r_a} \right|, \text{ kun } 60^\circ < \gamma < 180^\circ$$

$$b = a \cos \left| \frac{a^2 - L_{\text{res}}^2 - r_a^2}{2 \times L_{\text{res}} \times r_a} \right|, \text{ kun } 180^\circ \leq \gamma < 300^\circ \quad (13)$$

Koska laakerivoimat ovat kohtisuorassa resultanttipintaan nähden, lisätään kulman  $\beta$  kaavaan  $90^\circ$ , ja  $270^\circ$  seuraavasti, jolloin saadaan laakerivoiman suuntakulma  $\varphi$ , jonka nollakohta on myös staattorin siivellä:

$$j = a \cos \left| \frac{a^2 - L_{\text{res}}^2 - r_a^2}{2 \times L_{\text{res}} \times r_a} \right|, \text{ kun } 60^\circ < \gamma < 180^\circ$$

$$j = a \cos \left| \frac{a^2 - L_{\text{res}}^2 - r_a^2}{2 \times L_{\text{res}} \times r_a} \right|, \text{ kun } 180^\circ \leq \gamma < 300^\circ \quad (14)$$

## 2.4 Tiivistimien esipuristuksen määrittäminen

Jotta ymmärretään siipien tiivistimien toimintaa ja pystytään mitoittamaan tiivistimet oikealla tavalla, on tiedettävä hieman tiivistyksen perusteita. O-renkaiden tiivistys perustuu sopivaan esipuristukseen ja väliaineen paineen aiheuttamaan muodonmuutokseen. Esipuristus tarkoittaa sitä, että tiivistinura ja on hieman matalampi, mitä tiivistimen halkaisija tai korkeus. Tämän johdosta tiivistettävä rako on jo alkutilassa ummessa. Kun väliaineen paine kasvaa tiivistyskohdan toisella puolella, o-rengas painautuu ja puristuu vasten tiivistinuran sivuseinämää. Puristumisesta johtuva muodonmuutos tiivistää tällöin myös paremmin tiivistettävää rakoa. O-renkaita ja poikkileikkaukseltaan suorakulmaisia tiivistimiä voidaan käyttää samoissa tiivistinurissa samoilla mitoituksil-

la, koska ne toimivat kutakuinkin samalla tavalla. [8] Esipuristus esitetään prosenttina, jonka laskukaava on muotoa:

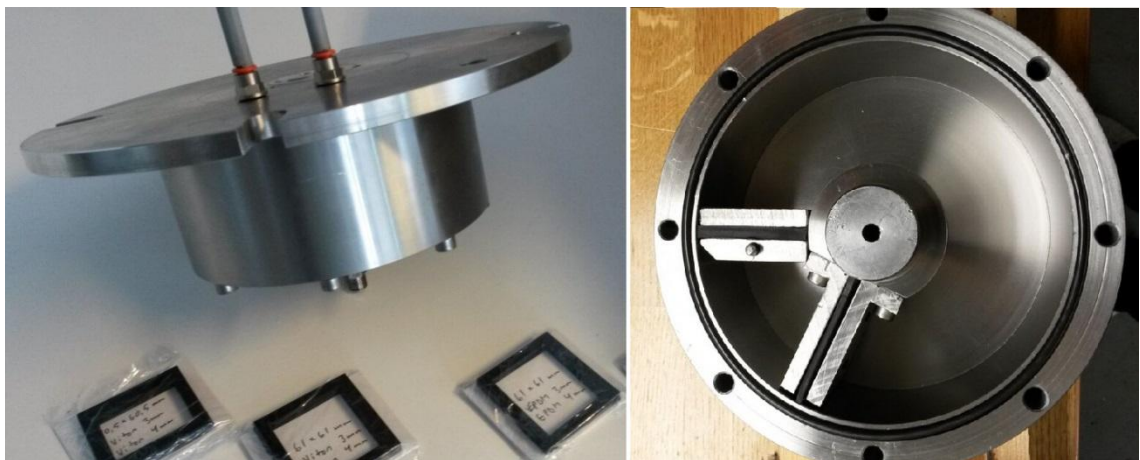
$$\text{Puristusprosentti} = \frac{A_{pp} - A_{up}}{A_{pp}} \cdot 100\% \quad (15)$$

jossa  $A_{pp}$  on tiivistimen poikkipinta-ala ja  $A_{up}$  on tiivistinuran poikkipinta-ala.

Staattisille tiivistimille suositeltu puristusprosentti on 20–25% ja dynaamisille tiivistimille, joiksi siipitoimilaitteen tiivistimet voidaan laskea, suositeltu puristus on 12–18 %. Dynaamisissa kohteissa käytetään pienempää prosenttia siksi, että sillä pyritään pienentämään kitkoja ja kulumista. [8]

## 2.5 Kehitettävän siipitoimilaitteen rakenne

Tässä työssä testattavan ja kehitettävän siipitoimilaitteen prototyypin rakenne on yksinkertainen verrattuna kuvan 4 toimilaitteeseen. Toimilaitteen rakenne on nähtävissä kuvasta 6. Pääosat ovat painepesän muodostava runko, akseli, liukulaakerit, staattori- ja roottorisiivet, sekä kansi. Laitteen pesä on muodoltaan suora lieriö ja se on valmistettu yhdestä osasta. Staattorin- ja roottorinsiivet koostuvat kahdesta siivenpuolikkaasta ja välilevystä, jotka yhdessä muodostavat tiivistimille urat. Toimilaitteen rakenne kokoonpannaan kahdeksalla pultilla ja laite kiinnitetään kannesta varsinaiseen asennuspaikkaansa. Laitteen massa on noin 24 kg ja akselin rajoitettu kiertoliike noin 235 astetta. Kiertoliikkeen rajoittaa staattorinsiipi, kun roottori törmää siihen. Toimilaitteen valmistusmateriaali on ruostumaton AISI 316 teräs ja laite on suunniteltu toimimaan vedellä noin 20 bar paineella.



**Kuva 6:** Testattavan vesihydraulisen siipitoimilaitteen prototyypin yleiskuva ja erikoisia tiivistimiä, sekä kuva avatusta toimilaitteesta, jossa näkyvät staattorin- ja roottorinsiivet tiivistimineen.

Siipitoimilaitteen siipiin ei juuri löydy valmiita kaupallisia tiivistimiä, joten pesän ja siiven muodot ovat useimmiten suunnittelijan määritettävissä. Koska pesä on suora lie-riö, niin tiivistimien muodon on oltava suorakulmainen. Markkinoilla on lukuisia tiivistinmateriaaleja erilaisilla ominaisuuksilla. Tässä työssä keskitytään kahteen laitteen valmistajan ehdottamaan kumilaatuun, jotka ovat EPDM (eteenipropeenikumi) ja VI-TON / FPM (fluorikumi).

Synteettinen EPDM -kumi on yleisimmin käytetty tiivistinratkaisuisissa muun muassa sen hyvien kemiallisten ominaisuuksien ja säänkeston vuoksi. EPDM säilyttää joustavuutensa alhaisissa lämpötiloissa ja kestää hyvin korkeampiakin lämpötiloja. Se kestää hyvin kuumaa vettä ja höyryä, sekä heikkoja happoja, emäksiä ja liuottimia. Fluorikumi on yleisnimitys fluoria sisältäville elastomeereille, jotka tunnetaan paremmin nimillä VI-TON tai FPM. Fluorikumit kestävät hyvin ikääntymistä, korkeita lämpötiloja, sekä erilaisia nesteitä ja kemikaaleja. [9]

Taulukossa 1 esitetään eri kumimateriaalien ominaisuuksia ja sen perusteella hyväksi tiivistinvaihtoehtoiksi sopisi vielä muun muassa CR (kloropreenikumi, eli Neopreeni) ja NBR (nitrilikumi), joilla on keskenään melko samankaltaisia ominaisuuksia. Nitriliikumi on yksi vanhimmista synteettisistä kumilaaduista ja sillä on hyvät mekaaniset ominaisuudet. Neopreeni on lujaa ja joustavaa, sillä on hyvä kemikaalien kesto. Nämä kumilaadut kuitenkin korvataan nykyään usein EPDM -kumilla. [9]

**Taulukko 1: Kumimateriaalien ominaisuuksia [10, muokattu].**

Rubber type Elastomer Abbreviation	61 Natural rubber	62 Syrene butadiene rubber	63 Butyl rubber	64 Nitrile rubber	65 Epichlor- hydrin rubber	66 Chloro- prene rubber	67 Urethane rubber	68 Fluoro rubber	69 Silicone rubber	70 Clorsul- phonated poly- ethylene rubber	71 Ethylene propylene rubber
Property	NR	SBR	IIR	NBR	ECO, CO	CR	U	FPM	Q	CSM	EPDM
Tensile strenght / MN m <sup>-2</sup>	4-25	4-25	4-15	4-18	4-18	4-20	15-30	7-15	3-10	4-12	4-18
Elongation at break %	100-600	100-500	100-800	100-400	100-500	100-500	100-800	100-200	100-400	100-500	100-400
Service temperature											
• continous °C	60	70	80	70	80	70	60	175	200	80	80
• intermittent °C	100	100	140	130	150	130	80	250	275	150	150
• low temperature -°C	30-60	20-50	10-40	10-50	10-50	20-50	0-20	20-40	50-80	20-40	30-60
Compression set °C/%	70/20-60	70/20-60	100/20-80	100/20-60	100/20-60	100/30-80	70/20-60	175/30-50	150/20-60	100/60-80	100/25-60
Elasticity	5	5	2	3-4	3	3-4	5	2	1-3	3	3
Electrical properties	4	4	4-5	1-2	1	3	3	3	4	3-4	4
Resistance											
• weather and ozone	1-2	1-2	3-4	1-3	4-5	4	5	5	4	5	5
• acids	2-3	2-3	4	3	3	3	1	3-4	1-3	4	3-4
• alkalis	2-3	2-3	4	2-3	3	3	1-2	1-3	1-2	4	3-4
• aliphatic oils	1	1	1	4	4	2-3	3-4	4	1-2	1-2	1
• aromatic oils	1	1	1	3	3	1	1-2	4	1-2	1	1
• abrasion	4-5	4	2-3	3-4	3-4	3-4	4-5	3	1-3	3	3
• flame	1	1	1	1-2	3	3-4	1-2	4	2-3	3	1
• radiation	2-3	2-3	1	2-3	1	2-3	3	2-3	2-4	2-3	1
Gastightness	3	3	5	3	4	3-4	3	4	2	4	2-3
Adhesion	4	4	3-4	3-4	3-4	3-4	3	1-3	2-4	2-3	1

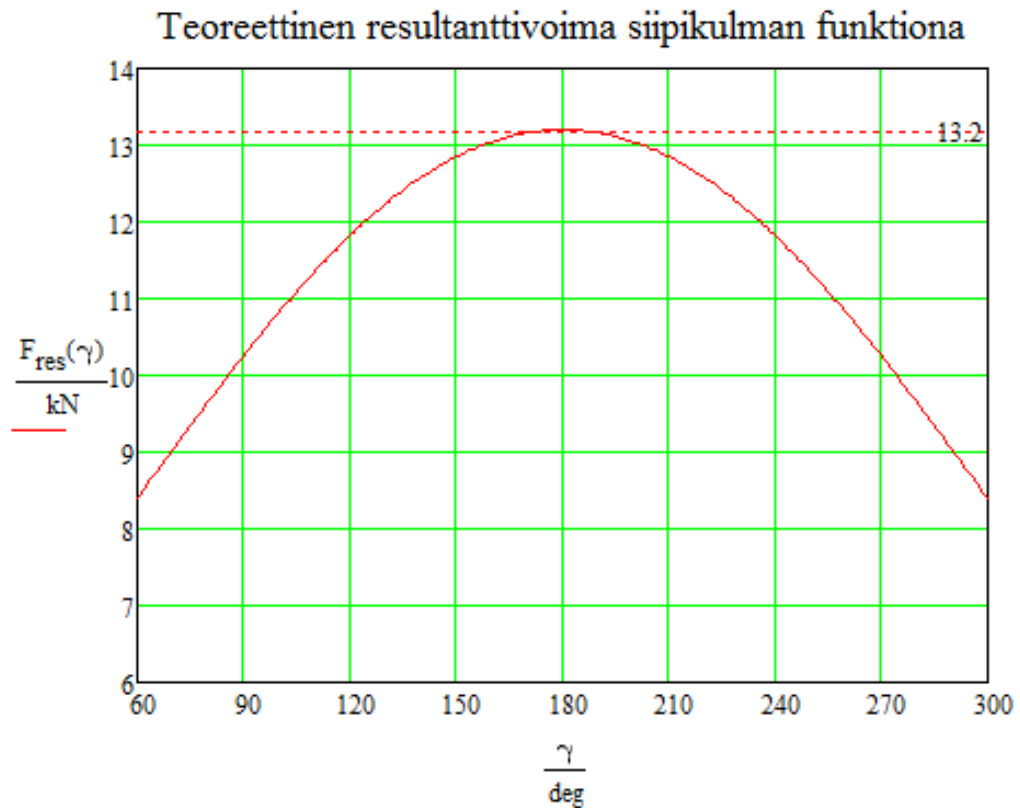
Evaluation scale: 5=exellent, 4=fine, 3=good, 2=acceptable, 1=poor

Toimilaitteen liukulaakerit on valmistettu POM -materiaalista (polyasetaali), mikä on yleisesti käytetty liukulaakereiden materiaalina suhteellisen hyvien lujuus- ja kulusominaisuuksien, sekä terästä vasten noin 0,3 kuivan liukukitkakertoimen vuoksi.

## 2.6 Kehitettävän siipitoimilaitteen teoreettisia ominaisarvoja

On hyvä selvittää, miten ja kuinka paljon paineen aiheuttamat voimat vaikuttavat rakenteeseen ja laakereihin. Voimien käyttäytyminen akselin kiertokulman suhteen on myös hyvä saada määritettyä. Siipitoimilaitteen prototyypin suunnittelussa on käytetty 20 bar paine-eroa, joten kaavoilla (5) ja (6) määrittäen toimilaitteen teoreettiseksi maksimivääntömomentiksi saadaan 330 Nm.

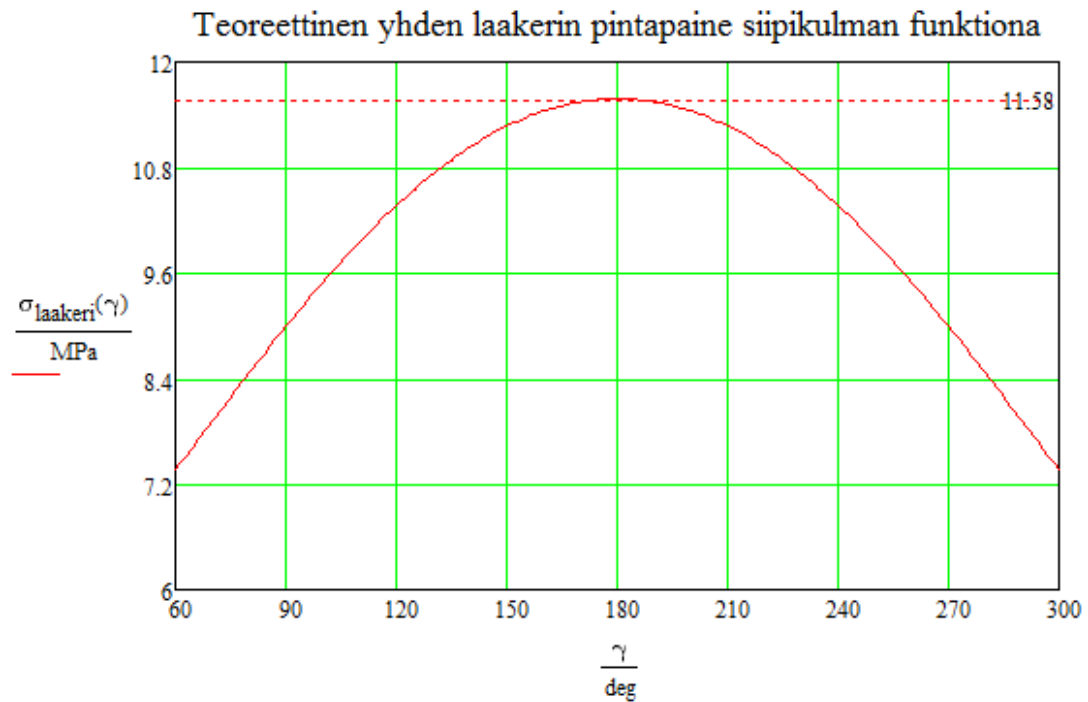
Määritetään prototyypin resultanttivoiman suuruus. Kappaleessa 2.3 kerrottiin siiven kiertokulman määrittämiseksi staattorin siivestä vastapäivään. Koska toimilaitteen maksimikiertokulma on noin  $240^\circ$ , voidaan tällöin tarkastella siipikulman arvoja  $60^\circ \dots 300^\circ$ . Antamalla kaavan (11) paineenalaisen pinta-alan kulmalle  $\gamma$  edellä mainitut arvot, paine-erolle  $\Delta p$  arvo 20 bar ja vääntömomentille  $M_{\text{aks}}$  arvo 330 Nm, saadaan luotua resultanttivoiman kuvaaja siipikulman funktiona (kuva 7). Kuvasta 7 nähdään, että resultanttivoima on suurimmillaan, noin 13,2 kN, kun siipikulma  $\gamma$  on 180 astetta, eli roottorin ja staattorin siivet ovat vastakkaisilla puolilla kammiota. On huomioitava, että resultanttivoiman suunta ei ole suoraan luettavissa siipikulman arvosta, vaan se määritetään myöhemmin.



**Kuva 7: Prototyypille määritetty teoreettinen resultanttivoima  $F_{res}$  siipikulman  $\gamma$  funktiona. Laskennassa käytetty paine-eroa 20 bar ja vääntömomenttia 330 Nm.**

Kuvasta 7 nähdään resultanttivoiman olevan symmetrinen 180 asteen siipikulman suhteen. Koska kammion seinämiin kohdistuvat paineen aiheuttamat voimat ovat suuremman pinta-alan vuoksi myös suurempia 180 astetta ylittävillä kulmilla, riittänee, että FEM -tarkastelussa tutkitaan toimilaitteen runkorakennetta siipikulman arvoilla 180...300 -astetta.

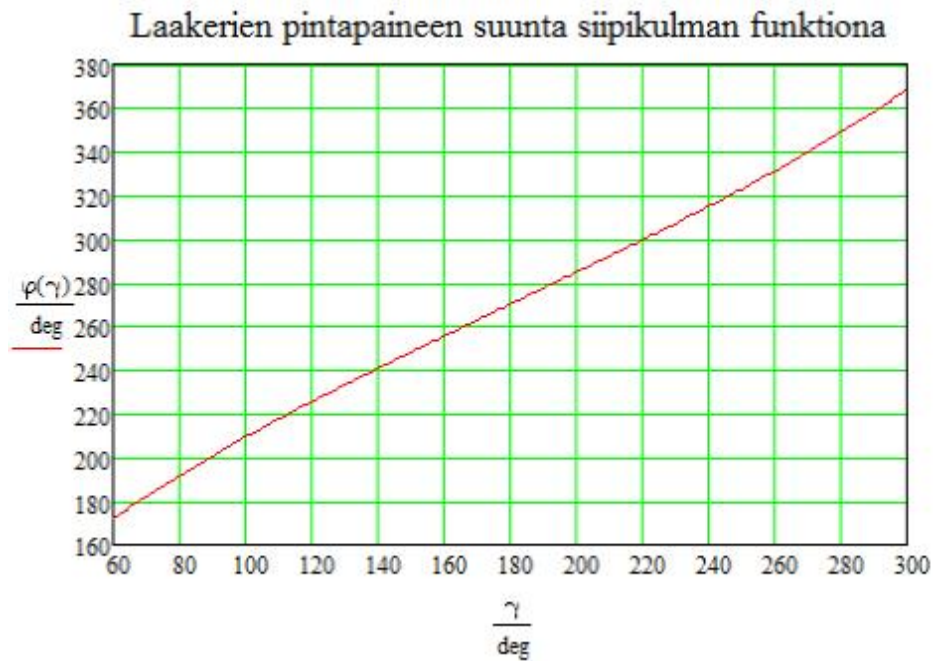
Laakerin pintapaineen määrittäminen on laakerin soveltumista ja elinikää ajatellen tärkeää tehdä. Pintapaine lasketaan niin sanotulla kattilakaavalla (12). Annetaan kaavan syötteiksi juuri määritelty resultanttivoima siipikulman funktiona, sekä siipikulmalle arvot 60°...300°. Tuloksena saadaan yhdelle liukulaakerille kohdistuvan säteittäisen pintapaineen käyttäytyminen siiven kiertokulman suhteen (kuva 8).



**Kuva 8:** Prototyypin yhdelle laakerille kohdistuva teoreettinen pintapaine  $\sigma_{laakeri}$  siipikulman  $\gamma$  funktiona. Laskennassa käytetty paine-eroa 20 bar ja vääntömomenttia 330 Nm.

Kuvasta 8 nähdään, että laakerin pintapaine on maksimissaan  $180^\circ$  siipikulmalla, noin 11,6 MPa. On huomioitava, että pintapaineen suunta ei ole luettavissa siipikulman arvosta, vaan se on yhdensuuntainen resultanttivoiman kanssa, mikä määritetään seuraavaksi.

Resultanttivoiman ja pintapaineen suunnan määrittämisessä käytetään paloittain määritettyä kaavaa (14). Kun annetaan siipikulmalle,  $\gamma$  arvoja väliltä  $60^\circ \dots 300^\circ$ , saadaan muodostettua resultanttivoiman, eli laakerien pintapaineen suunnan kuvaaja siipikulman funktiona (kuva 9).



**Kuva 9:** Prototyypin laakereille kohdistuvan pintapaineen suunta  $\varphi$ , siipikulman funktiona. Laskennassa käytetty paine-eroa 20 bar ja vääntömomenttia 330 Nm.

Taulukkoon 2 on kerätty kuvissa 7, 8 ja 9 esitetyt arvot 30 asteen siipikulman välein. niitä vastaavat resultanttivoimien arvot, sekä resultanttivoimien osoittamat suunnat asteina.

**Taulukko 2:** Siipitoimilaitteen prototyypille lasketut teoreettiset resultanttivoiman ja, yhden laakerin pintapaineen arvot, sekä niiden suuntakulma koottuna yhteen taulukkoon. Laskennassa käytetty paine-eroa 20 bar ja vääntömomenttia 330 Nm.

Siipikulma, resultanttivoima, laakerin pintapaine ja voiman/pintapaineen suunta			
Siipikulma $\theta$ [°]	Resultanttivoima $F$ [kN]	Laakerin pintapaine $\sigma$ [Mpa]	Suuntakulma [°]
60	8,4	7,4	172
90	10,3	9,0	201
120	11,8	10,4	225
150	12,9	11,3	248
<b>180</b>	<b>13,2</b>	<b>11,6</b>	<b>270</b>
210	12,9	11,3	292
240	11,8	10,4	315
270	10,3	9,0	339
300	8,4	7,4	368

### **3. SIIPITOIMILAITTEEN TESTAUSJÄRJESTELYT JA TESTIEN SUORITUS**

Testilaitteisto tuli suunnitella ja rakentaa sellaiseksi, että sillä pystyttäisiin käyttämään ja ohjaamaan toimilaitetta, sekä saataisiin luotua vakiokuormitus toimilaitteen akselille. Laitteiston tulisi myös pystyä mittaamaan toimilaitteen kammioiden paineet, sekä asema- tai pyörimisnopeus, joista voidaan johtaa muun muassa kulma-asema, teoreettinen tilavuusvirta jne.

#### **3.1 Siipitoimilaitteen testipenkin mekaaninen rakenne**

Testejä varten oli rakennettava erityinen testipenkki, johon toimilaite ja vaadittava mitausjärjestelmä saatiin kiinnitettyä ja jolla saatiin luotua vakiokuormitus toimilaitteen akselille. Hitsatturakenteisen testipenkin runkomateriaaliksi valittiin 80x40x4 teräsputki, koska penkki suunniteltiin kestäämään 200 kg kuorma ja samalla noin 250 Nm vääntörasitus. Penkin kiinnitys suunniteltiin sopimaan TTY:n asennuslattian mittoihin ja sen pituus määritettiin niin, että punnuksia mahtuisi siirtämään puolelta toiselle haarukkavaunulla. Penkin kiinnitys ja haarukkavaunun käyttö jäivät lopulta toteutumatta, koska laitteiston sijoituspaikka muuttui myöhemmin toisaalle. Toimilaite kiinnitettiin penkin päätyyn pultein. Penkissä on akseli ja kytkinlaippa, johon toimilaitteen akseli kiinnitettiin. Akseli on tuettu kahdella laakeriyksiköllä penkkiin. Akselille on kiinnitetty myös halkaisijaltaan 300 mm kiekko, jonka kehällä kulkevan vaijerin tuli kannatella testeissä noin 180 kg punnuksia. Näiden punnuksien tarkoituksena oli luoda akselille vakiomomentti, joka vaadittiin testien ensimmäisessä osiossa. Testipenkkiin kiinnitettiin lineaarianturi, jolla saatiin mitattua punnuksen asema ja siitä edelleen laskemalla muun muassa kulma-asema ja pyörimisnopeus (kuva 10).





***Kuva 10: Prototyypin testipenkin kokoonpano testien ensimmäisessä osiossa punnusten kanssa.***

Testien toinen osio koostui pitempikestoisesta kulumistestistä tiivistimille, jossa akselilla vaikuttava vakiomomentti oli huomattavasti pienempi, kuin maksimiarvojen testauksessa. Tämä vakiomomentti saatiin aikaiseksi asentamalla paineilmalla toimiva Twiflex MXB levyjarru testipenkkiin siten, että akselilla oleva kiekko toimi jarrulevynä. Jarrumomenttia säädettiin paineensäätimellä sopivaksi niin, että toimilaitteen kuormanpaine vastasi referenssipunnuksella mitattua arvoa. Käytettäessä jarrua, ei käytetty enää vaijereita ja punnuksia. Samaa lineaarianturia käytettiin kuitenkin tässäkin testissä (kuva 11).



*Kuva 11: Prototyypin testipenkin kokoonpano jarrulla testien toisessa osiossa.*

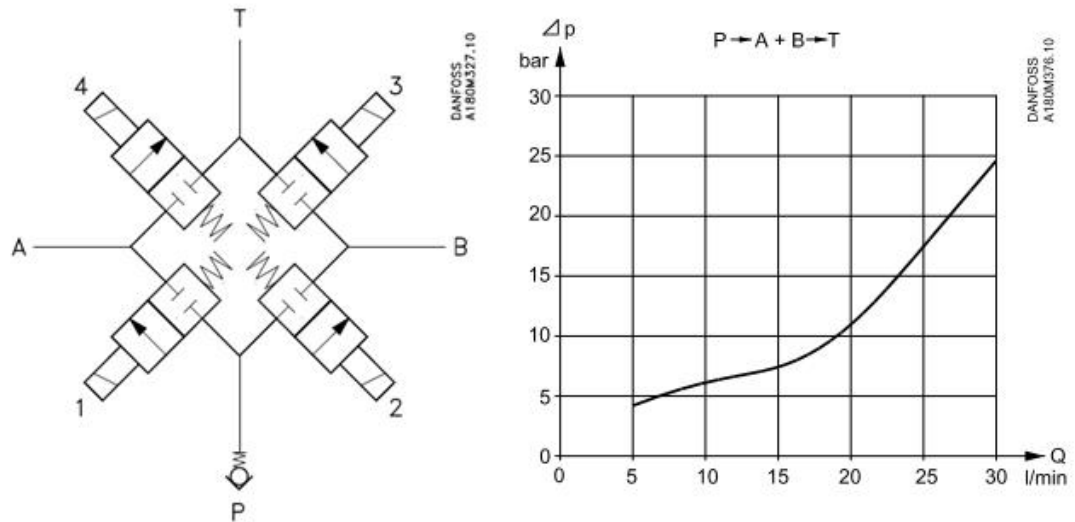
### 3.2 Testauksessa käytetty hydraulijärjestelmä

Testilaitteiston hydraulijärjestelmä oli melko yksinkertainen, jonka teholähteenä toimi pieni Danfossin koneikko PPH 6.3 (kuva 12), jossa voimavirralla toimiva 3 kW sähkömoottori käyttää kiinteätilavuuksista aksiaalimäntäpumppua, yltäen 8,4 L/min nimellistuottoon ja 140 bar maksimipaineeseen. Koneikkoon kuuluu myös paineenrajoitusventtiili, painemittari, ohivirtausventtiili, pintavahti, sekä 10 mikronin paluu- ja täyttösuodatin. Kokoonpanoon on integroitu lisäksi kytchentäkotelo, jossa sijaitsee käyttökytkimet ja merkkivalot.



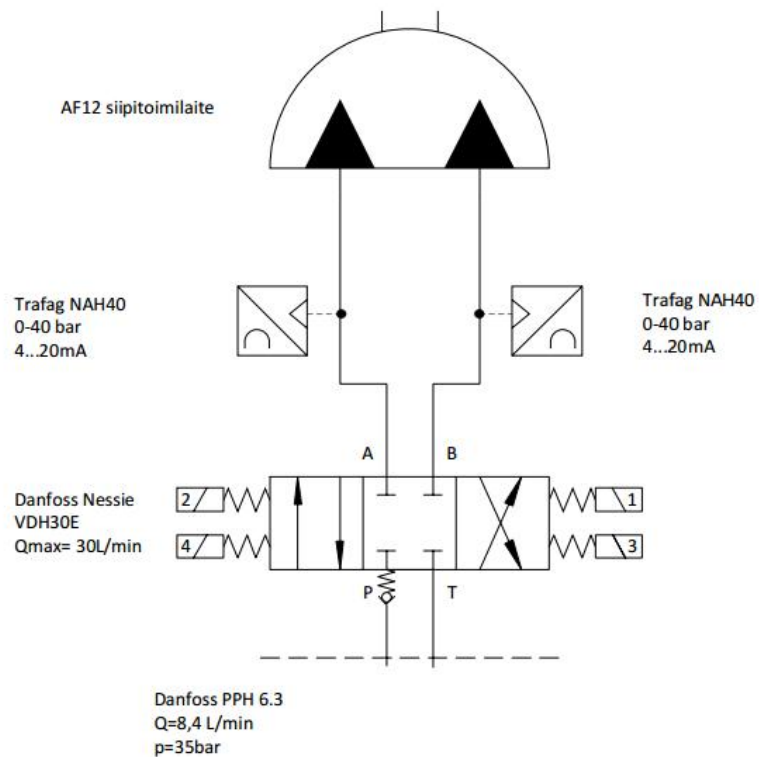
***Kuva 12: Testeissä käytetty Danfoss PPH 6.3 hydraulikoneikko.***

Suuntaventtiilitoimintoa ohjattiin testien ensimmäisessä vaiheessa neljällä käsitoimisella palloventtiilillä, mutta vaihdettiin hyvin pian Danfossin Nessie VDH30E -suuntaventtiiliin. Nessie VDH30E on suunniteltu toimivaksi pelkällä vesijohtovedellä, eikä käyttö siis vaadi veden lisäaineistusta. Venttiili koostuu neljästä erillisestä sähkötoimisesta, on/off -istukkaventtiilistä, mikä mahdollistaa venttiilille monenlaisia toimintatapoja (kuva 13). Tässä työssä kelojen ohjaus kytkettiin siten, että jokainen istukka-venttiili ohjaa yhtä 4/3 -suuntaventtiilin kuristusreunaa. Venttiilin painehäviöt ovat 5,5-6 barin luokkaa, mikä selviää myös kuvassa x esitetystä ominaiskäyrästä.



**Kuva 13: Danfoss Nessie VDH30E istukkaventtiilien periaatteellinen kaavio ja ominaiskäyrä [11].**

Kuvassa 14 on esitetty testilaitteiston hydraulikaavio. Kaaviossa on kuvattu kaikki muut komponentit paitsi koneikko, joka on erotettu katkoviivalla. Kaaviossa esiintyvät P- ja T-linjat liitetään koneikon paine- ja tankkilinjoihin.

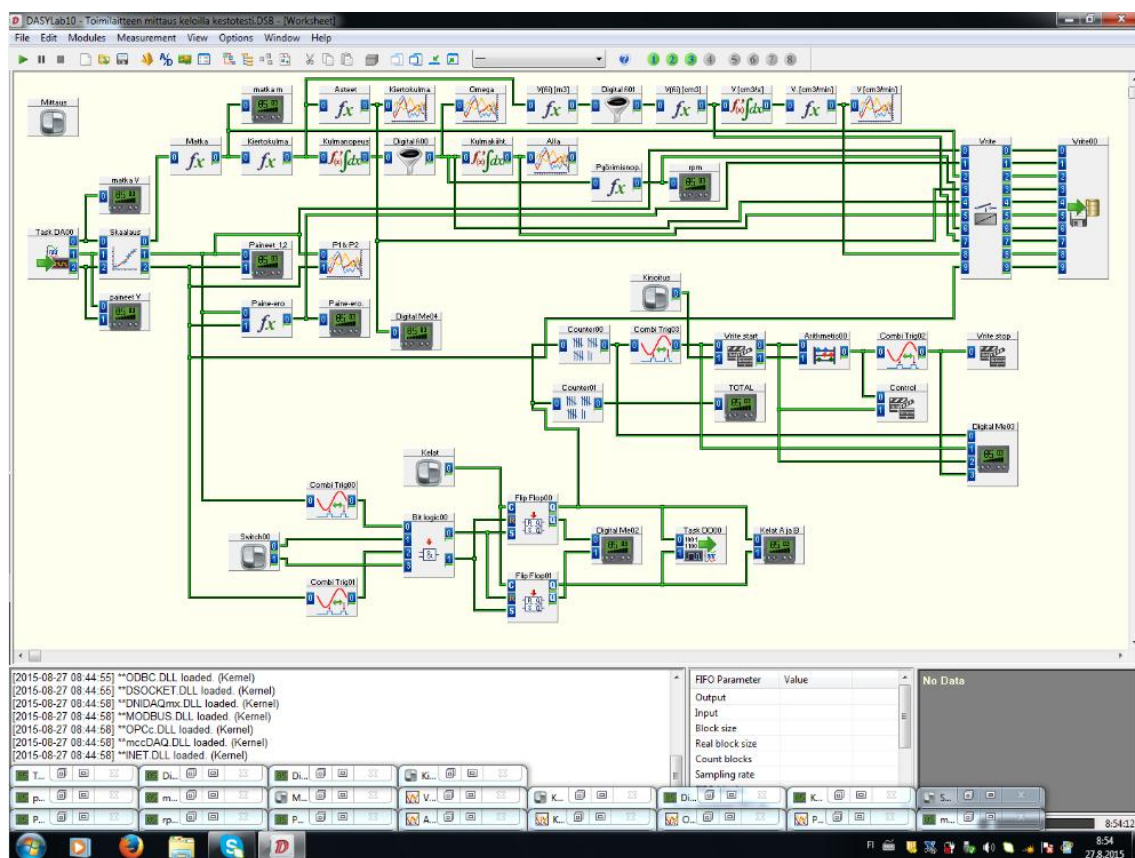


**Kuva 14: Testauksissa käytetyn hydraulijärjestelmän kaavio.**



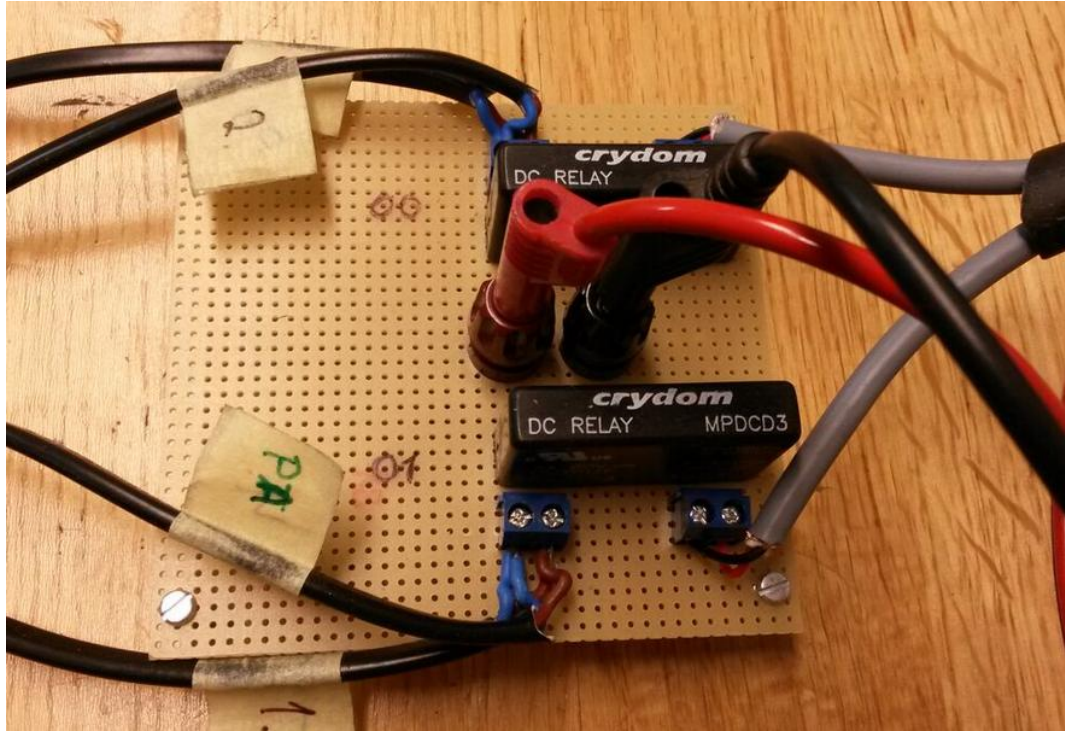
### 3.3 Testauksessa käytetty mittaus- ja ohjausjärjestelmä

Toimilaitteen mittaukset suoritettiin DASYLab 10.00.1 -ohjelmistolla, mikä on Windows-käyttöjärjestelmässä toimiva mittaus- ja ohjausjärjestelmä (kuva 15). Kannettavaan tietokoneeseen oli kytketty National Instruments DAQCard-6024E -mittauskortti, jossa 16 analogista jännitesisääntuloa ja kaksi TTL -lähtöä (0-5 V). Mittausjärjestelmään oli asennettu kaksi Trafag NAH40 -paineanturia ja yksi FSG SL 3002 -lineaarianturi joiden lähettämä anturitieto on 4...20 mA.. Koska mittauskortti pystyy käsittelemään vain  $\pm 10$  VDC jännitettä, oli anturikaapeleihin lisättävä 500 ohmin vastukset, joiden yli anturiviesti saatiin muunnettua 2...10 VDC -jännitteeksi.

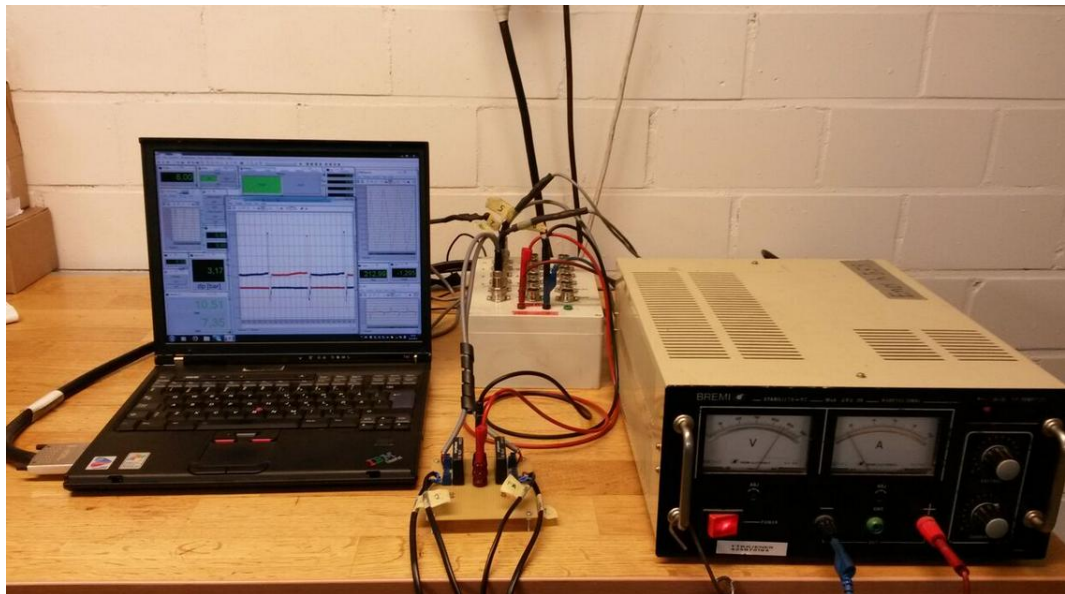


**Kuva 15: DASYLab -ohjelman graafinen käyttöliittymä. Testeissä käytetyn testausjärjestelmän lohkokaavio.**

Danfoss Nessie VDH30E 4/3 NC -venttiilin kelat vaatii 24 VDC ohjausjännitteen. Koska käytetty mittauskortti antaa ulos vain TTL -signaalia, oli rakennettava puolijohdereleitä erillinen vahvistin kohottamaan ohjausjännitettä. Vahvistinkomponentteina käytettiin 2 kpl Crydom MPDCD3 -puolijohdereleitä, joilla 0-5 V TTL -signaali saatiin muunnettua 0-24 VDC -jännitteeksi (kuva 16). Kaksi relettä riitti tarkoitukseen hyvin, koska venttiilin neljästä kelasta ohjattiin kahta aina samaan aikaan.



*Kuva 16: Venttiilin ohjausjännitteen korotuksessa käytetyt Crydom MPDCD3 – puoli-johdereleet.*



*Kuva 17: Testeissä käytetty mittausjärjestelmä.*

Kuvassa 17 on esitettyä mittauslaitteisto keräämässä dataa toimilaitteen kestotestin aikana. Kestotestissä DASYLabilla tallennetaan dataa vain joka 10. syklin välein, jolloin saadaan rajoitettua datan määrää. Vaalea kytkentärasia kuvan keskellä sisältää National Instruments CB-68LPR -kytkentäterminaalin, joka toimii rajapintana anturien ja mittauskortin välillä.

### 3.4 Toimilaitteen suorituskyvyn määrittäminen

Ensimmäinen testausosio suoritettiin kuormittamalla toimilaitetta sen koko liikematkan punnuksilla, joiden tuottamat vääntömomentit olivat noin 36 Nm, 72 Nm, 108 Nm, 144 Nm, 174 Nm, 204 Nm, 234 Nm ja 274 Nm. Punnuksia nostettiin ylös ja annettiin valua vapaasti sisäisten vuotojen vaikutuksesta alas. Nousuvaiheesta mitattiin dataa, josta keskityttiin kuormanpaineeseen, paine-eroon toimilaitteen yli, kulma-asemaan, pyörimisnopeuteen ja nousu-aikaan. Näiden arvojen perusteella vertailtiin eri tiivistinkokoja ja materiaaleja.

Toimilaitteelle tuotu todellinen tilavuusvirta on riippuvainen paine-erosta. Mitä suurempi paine-ero venttiilin yli on, sitä enemmän tilavuusvirtaa sen läpi kulkeutuu. Kuormanpaineen muutos vaikuttaa suoraan venttiilin yli vallitsevaan paine-eroon joten tilavuusvirran suhde kuormanpaineeseen voidaan määrittää helpolla testausjärjestelyllä.

Tilavuusvirran paineen suhteen määrittävän  $pQ$  – käyrän arvot saatiin mittaamalla 20 litran virtaukseen kulunut aika seitsemällä eri kuormanpaineen arvoilla. Toimilaite korvattiin käsiventtiilillä, jolla simuloitua kuormanpainetta voitiin säätää haluttuihin arvoihin. Saaduista mittaustuloksista laskettiin tilavuusvirrat (l/min) ja luotiin kuvaaja interpoloimalla pisteiden välille käyrä. Hydraulikoneikon paineenrajoitusventtiili oli asetettu noin 30 bar lukemaan, mutta todellisuudessa osa tilavuusvirrasta ohjautui paineenrajoituksen kautta tankkiin jo tätä alemmilla paineilla. Paineiden arvot mitattiin juuri ennen ja jälkeen käsiventtiilin liitäntöjä, joten letkujen ja suuntaventtiilin painehäviöiden johdosta paine koneikolla kohosi paineenrajoitusventtiilille asetetulle painealueelle.

Kun optimaaliset tiivistinkoot ja materiaali oli löydetty, määritettiin toimilaitteen hyötysuhteet jokaiselle kuorman arvolle. Toimilaitteen kokonaishyötysuhde,  $\eta_{\text{kok}}$  kuvaa komponentin kaikkien häviöiden (vuodot ja kitkat) vaikutusta komponentin kykyyn muuntaa hydraulista tehoa mekaaniseksi tehoksi.

### 3.5 Toimilaitteen kestävyysmäärittäminen

Toisessa osiossa tutkittiin tiivistimien ja koko toimilaitteen kestävyyttä kestopitestillä. Tarkoituksena oli simuloida raskasta, jossa toimilaite tekee yhden edestakaisen liikkeen, eli työsyklin tunnin välein koko vuoden ajan, mikä tekisi 8760 sykliä. Lopulliseksi syklimääräksi pyöristettiin lopulta 9000 kappaletta. Jatkuvasta mittausdatasta päätettiin tallentaa pätkä 10 syklin välein pienentääksemme tallennettavan datan määrää, mutta kuitenkin riittävällä tarkkuudella muutosten havaitsemiseksi. Testin aikana mitattavat suureet olivat samoja, kuin suorituskykytesteissäkin. Lisäksi pidettiin kirjaa toimilaitteen ulkopinnan lämpötilasta ja jarrupaineen arvosta.

Kestotesti suoritettiin samassa testipenkissä, kuin suorituskykytestit, johon oli asennettu paineilmalla toimiva teollisuusjarru, kuten kappaleessa 4.2 on kerrottu. Jarrulla oli alun perin tarkoitus luoda vakiokuorma suuruudeltaan noin 70 % maksimimomentista. Ta voiteltua 70 % arvoa ei kuitenkaan voitu käyttää, koska toimilaitteen teho päätyasemasta liikkeelle lähtiessä oli liian pieni suurien sisäisten vuotojen vuoksi. Testin alussa oli ongelmia jarrun säätöjen kanssa. Jarrupalojen ja levyn otti aikansa muokkautua toisiinsa, mikä testin alkuvaiheessa vaikutti merkittävästi kitkaominaisuuksiin. Koko testin ajan myös kitkaominaisuuksien lämpötilariippuvuus aiheutti kuorman muutosta, jota piti kompensoida jarrusäädöllä. Lisäksi jarru oli tarkoitukseen hieman liian isokokoinen, mikä johti hyvin pieneen jarrupaineeseen (0,2-0,7 bar). Näin pienien paineiden säätö oli käytetyllä paineenalentimella haastavaa.

Testin alussa voitiin käyttää noin 35 % kuormitusta, mikä aiheutti melko paljon liikkeen jumitumista päätyasentoihin. Kuormitusta laskettiin hiljalleen testin edetessä ja noin 5000 syklin kohdalla se vakiintui 30–40 Nm arvoon, mikä on 11–15 % 274 Nm:n maksimiarvosta. Tällöin myös jarrupaine vakiintui 0,2-0,25 barin välille. Kuormituksen vaihtelun katsottiin oleva sopivissa rajoissa, koska kuormitus vaihtelee myös todellisessa ympäristössä, jonne toimilaite on tarkoitettu sijoitettavaksi.

Kestotestin jälkeen mitattiin vielä vuotovirtauksia, sekä toimilaitteen tuottamaa maksimimomenttia päätyasennoissa. Vuodot mitattiin päätyasennoissa kahdella eri tavalla. Ensimmäisellä tavalla toimilaitetta ajettiin päätyasentoa vastaan. Sama mittaus toistettiin molempiin suuntiin. Toinen tapa erosi ensimmäisestä siten, että toimilaitetta pidettiin jarrulla paikallaan päätyasennossa ja yritettiin aloittaa uusi työliike jarrua vastaan. Toimilaitetta ajettiin 18–23 s rajoittimia vasten ja mitattiin tankkilinjaan asennetulla virtausmittarilla kyseisessä ajassa virranneet vuodot.



## 4. TESTIEN TULOKSET

Testien alussa havaittiin staattorinsiipien olevan liian pitkät, aiheuttaen akselin pinnan naarmuuntumisen. Lisäksi akselissa havaittiin teräviä lovia, jotka ovat aiheutuneet muualla, kuin toimilaitteen sisällä (kuva 18). Olisi voitu tilata uusi akseli, mutta päätettiin kuitenkin kokeilla akselin hiomista, mikä antoi tyydyttävän lopputuloksen ja testejä päätettiin jatkaa kyseisellä akselilla.

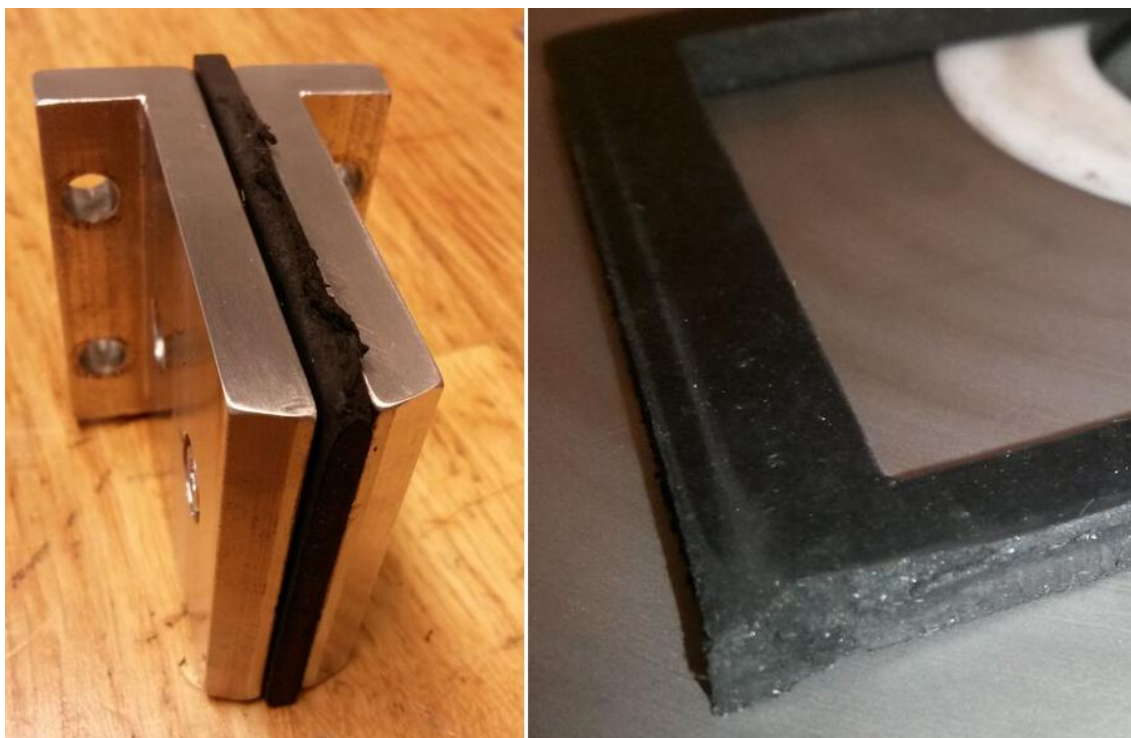


*Kuva 18: Akselin vauriot viiden minuutin ajon jälkeen.*

Testien alkuvaiheessa ilmeni myös, että toimilaitteen mukana toimitetut tiivistimet eivät olleet riittävän isoja, joten tiivistimiä tilattiin lisää isommilla mitoilla. Uudet tiivistimet olivat vesileikattuja, joiden pinnanlaadut olivat alkuperäisiä siistimmät. Mittapoikkeamat olivat tiivistimien nimellismittoihin nähden pääsääntöisesti noin 0,1 ... 0,2 mm alimittaisia. Ratkaisuksi keksittiin varioida ja hienosäätää tiivistimien ulkomittoja asentamalla ohuita kumisuikaleita välilevyjen ja tiivistimien väliin.

## 4.1 Tiivistinmateriaalin valinta

Testien edetessä havaittiin, että VITON ei sovellu kyseisen toimilaitteen tiivistinmateriaaliksi, sillä siitä valmistettujen tiivistimien reunat kokivat huomattavia muodonmuutoksia tiivistimien esipuristusta lisätessä. Testatusta kumilaadusta irtosi paljon materiaalia, jättäen jälkiä kammion seinämiin. Lisääntyneet kumijäämät kasvattivat kitkoja suuremmiksi, kuin EPDM – kumiset tiivistimet. Tiivistimien pintavauriot vaikuttavat johonkin kitkan aiheuttamasta lämpenemisestä. Kuvassa 19 on kaksi esimerkkiä pahoin vaurioituneista VITON tiivistimistä. Liitteen A kuvassa 39 on esimerkki VITON -tiivistimen jättämästä kumijäämistä kammion seinämiin.

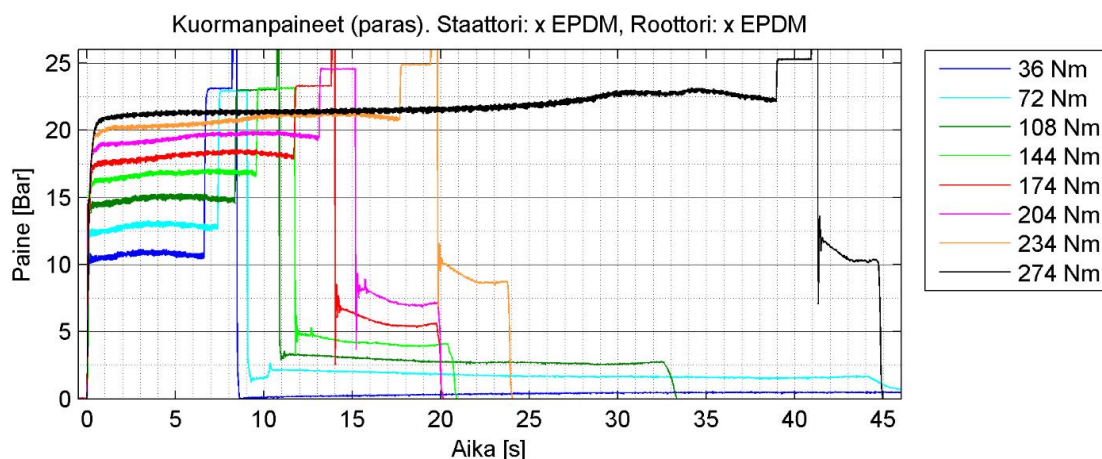


***Kuva 19: VITON -materiaalista valmistetun roottorintiivistimen vaurioita.***

Lukuisten kokeiden jälkeen päädyttiin tiivistinkombinaatioon, jossa sekä staattoritiivistin, että roottoritiivistin ovat ainevahvuudeltaan 4 mm EPDM -kumia. Tiivistimien tarkempia mittoja ei voi tässä työssä kertoa, koska mitat ovat toimilaitteen toiminnan kannalta kriittistä tietoa ja laitteen tuotteistamisprosessi on kesken. Siipien välilevyille todettiin sopivaksi paksuudeksi 5 mm, jolloin tiivistimillä oli sopivasti tilaa elää urassa.

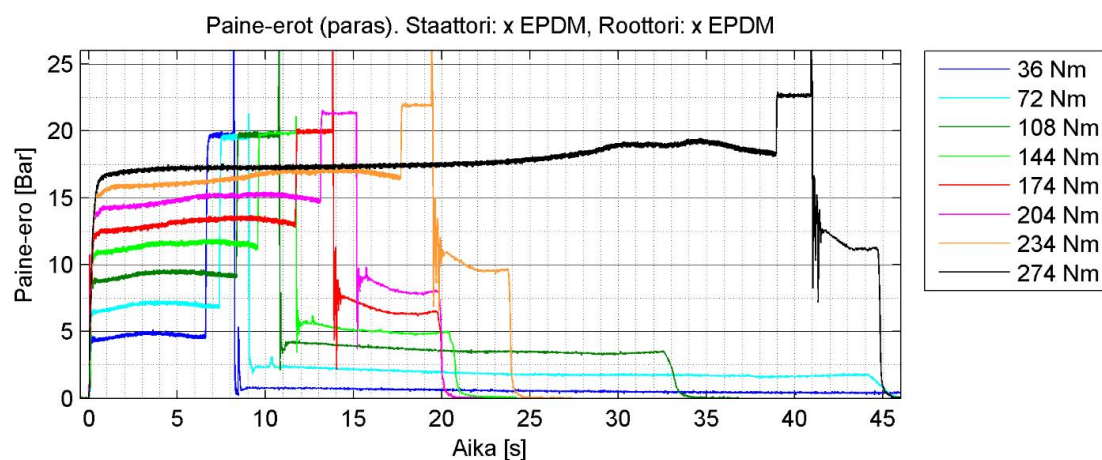
## 4.2 Toimilaitteen maksimivääntömomentti, paineet ja pyörimisnopeudet

Toimilaitteen maksimimomentiksi saatiin määritettyä 274 Nm, mikä ylittää toivotun 240 Nm. Kuormanpaine maksimimomentilla kohosi noin 22,5 bar lukemaan ja paine-ero noin 19 bar lukeman. Kuvissa 20–23 esitetään toimilaitteen suorituskyvyn arvoja parhaalla tiivistinratkaisulla ja eri kuormamomenteilla ajan suhteen.



**Kuva 20:** Toimilaitteen kuormanpaineet ajan funktiona eri kuormilla. Paras tiivistinratkaisu.

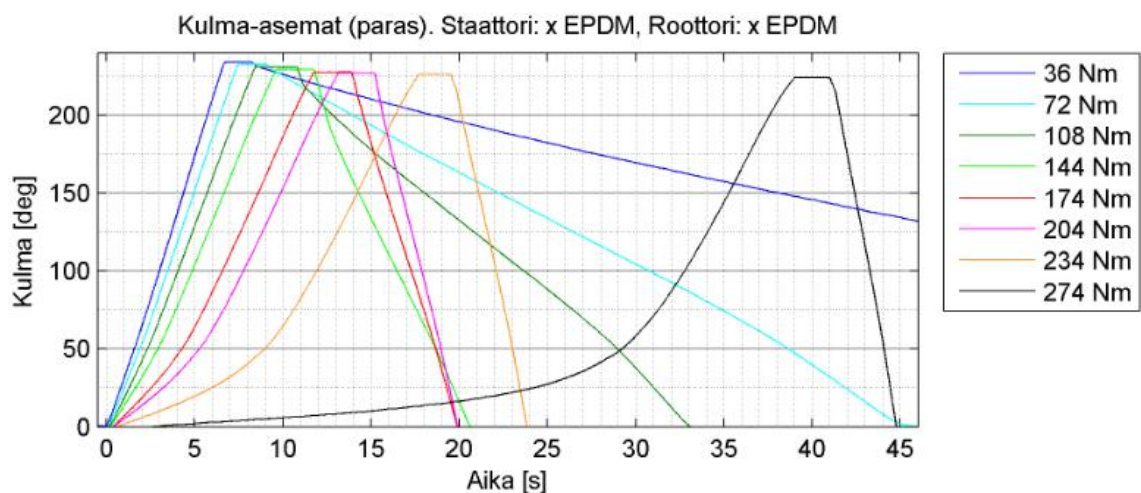
Huonommilla tiivistinratkaisuilla ei tavoitettu edes 174 Nm lukemaa ja alhaisemmilla-kin kuormilla liikeajat olivat huomattavasti esitettyjä pidempiä. Kuvien 20 ja 21 paine-  
käyristä nähdään paineen nousu venttiilin auetessa, tasaisemman paineen vaihe kuorman  
liikkuessa ja painepiikki roottorin kohdatessa päätyasennon, minkä jälkeen venttiili sul-  
jettiin.



**Kuva 21:** Toimilaitteen paine-erot ajan funktiona eri kuormilla. Paras tiivistinratkaisu.

Venttiilin sulkemisen jälkeen nähdään, että paine ei laske nollaan, vaan taakan laskeutumisen pidättely pitää painetta koholla. Mitä suurempi taakka, sitä enemmän tiivistimet vuotavat kammiosta toiseen ja sitä nopeammin taakka tulee alas.

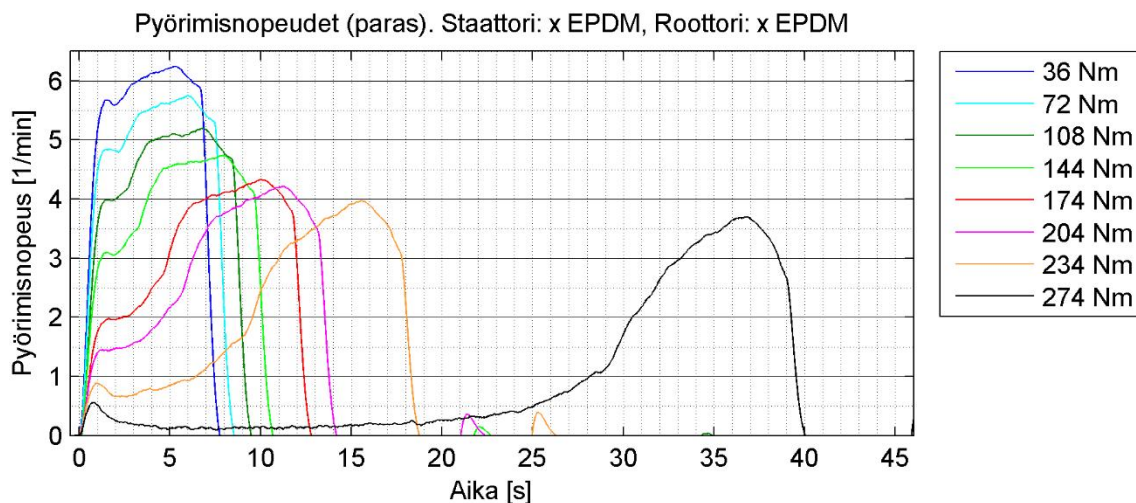
Liikkeellelähtömomentin määrittäminen ei mittauksilla onnistunut, koska liikkeellelähtövaiheen painepiikki jäi jostain syystä puuttumaan. Ilmeisesti tiivistimet elävät urissaan siihen liikkeen suunnassa sen verran, että on mahdollistanut liike-energian kasvun juuri ennen, kuin tiivistekitka on aloittanut vastustaa liikettä. Tähän yhdistettynä sopivasti ajoittuvat vuodot kammiosta toiseen ja anturien herkkyys ovat luultavasti syynä painepiikkien puuttumiseen. Paine kuvaajista on havaittavissa myös paineen pieni kasvu kuvaajien keskivaiheilla. Tämä johtuu muuttuvista kitkoista, joihin vaikuttavista tekijöistä yksi saattaa olla hionnan vaikutus akselin halkaisijan ympyrämuutokseen.



**Kuva 22:** Roottorin kulma-asema ajan funktiona eri kuormilla. Paras tiivistinratkaisu.

Kuvan 22 käyrien nousevia reunoja vertailtaessa nähdään liikkeen olevan hyvin lineaarista aina 108 Nm asti. Suuremmilla kuormilla ja alle 70 asteen kulmilla, alkaa erottua sisäisiä vuotoja kammiosta toiseen. Kun akselin kierto ylittää 70 astetta, niin vuodot selvästi pienenevät ja liike muuttuu lineaarisemmaksi. Kuvasta 23 nähdään, että toimilaitteen saavuttama suurin pyörimisnopeus vakiintuu kuorman kasvusta huolimatta noin 3,5 – 4,5 r/min alueelle. Kuvista nähdään myös taakannousu-, eli liikeajan, mikä on varsin hyvä aina 204 newtonmetriin asti.

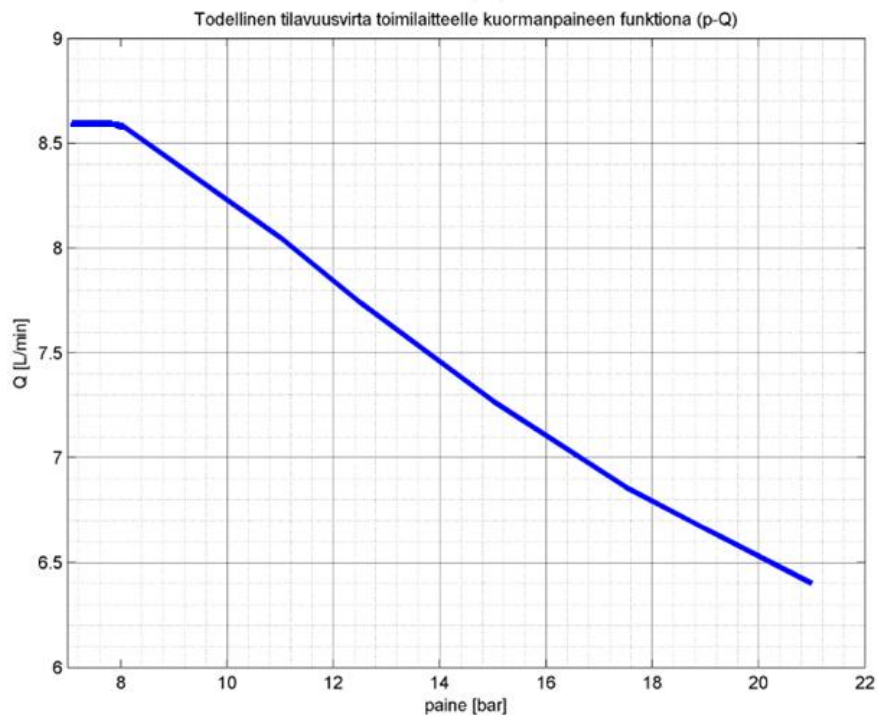




**Kuva 23:** Akselin pyörimisnopeudet ajan funktiona eri kuormilla. Paras tiivistinratkaisu.

### 4.3 Toimilaitteen todellinen tilavuusvirta

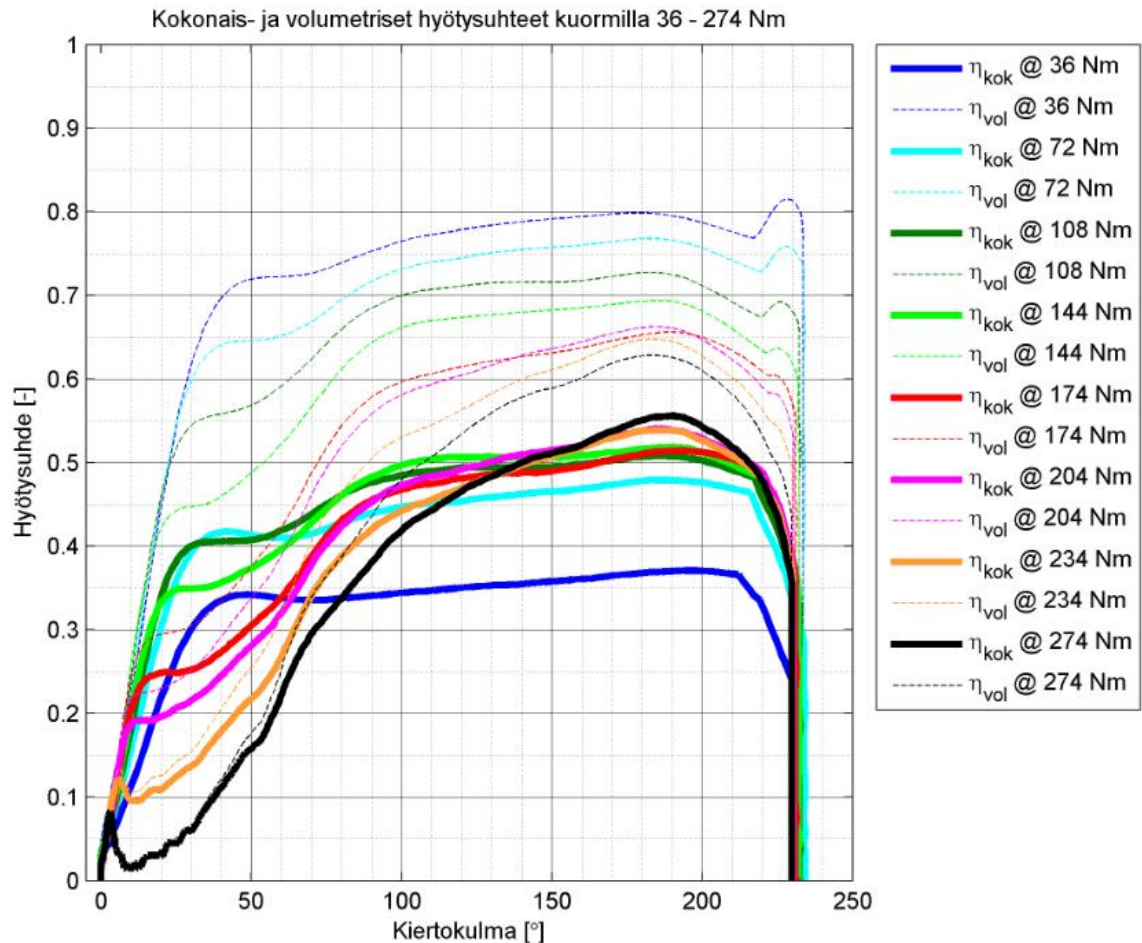
Kuvassa 24 on esitetty mittaustuloksista luotu  $pQ$  – käyrä, josta käy ilmi todellisen tilavuusvirran määrä kuormanpaineen funktiona. Pienemmillä, kuin 8 bar paineilla tilavuusvirta on pumpun koko maksimituotto.



**Kuva 24:** Mitattu  $pQ$  -käyrä, joka kuvaa toimilaitteelle tuotua todellista tilavuusvirtaa kuormanpaineen funktiona.

#### 4.4 Toimilaitteen hyötysuhteet

Optimaalisten tiivistimien hyötysuhteet määritettiin kaavojen (2) ja (3) avulla. Kuvassa 25 on esitetty kokonais- ja volumetriset hyötysuhteet eri kuorman arvoilla kiertokulman funktiona. Hyötysuhdekuvaajat ovat varsin linjassa keskenään ja kokonaishyötysuhteet kohoavat noin 0,55 lukemaan.

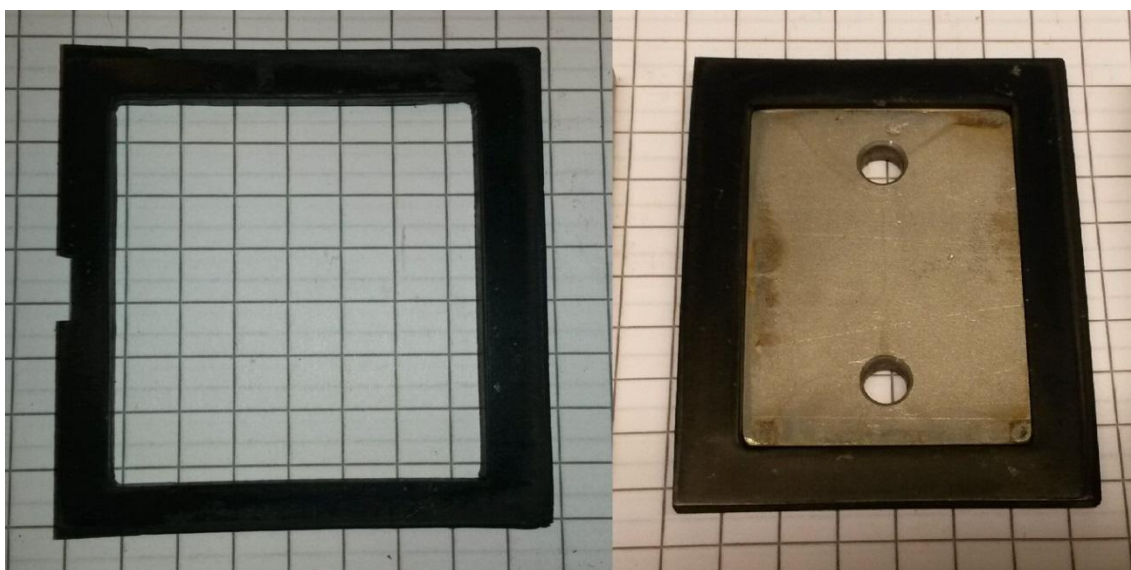


**Kuva 25:** Toimilaitteen kokonais- ja volumetriset hyötysuhteet eri kuormilla akselin kiertokulman funktiona.

Ainoastaan pienimmän kuorman hyötysuhteet ovat muihin verrattuna poikkeavat. Kokonaishyötysuhde on muita alhaisempi ja vastaavasti volumetrinen hyötysuhde muita korkeampi pienen kuorman ja suuren syötetyn tilavuusvirran vuoksi. Myös pyörimisnopeuden suhteellisen pienet erot vaikuttavat kokonaishyötysuhteen mataluuteen. Korkeampien kuormien heikot hyötysuhteiden arvot liikkeen alkuvaiheessa johtuvat suurista sisäisistä vuodoista kammiosta toiseen liikkeellelähdtötilanteessa. Hyötysuhteiden mataluuteen vaikuttaa varmasti myös akselin naarmut, jotka heikentävät tiivistystä.

## 4.5 Kestotestin vaikutus toimilaitteen rakenteelle

Kestotestin jälkeen voidaan todeta, että valitut EPDM -tiivistimet kestivät hyvin koko rasituksen. Tiivistimien kulmat ovat hieman pyöristyneet, mutta ei mitenkään hälyttävästi – vaikkakin roottorin tiivistimen oikeassa alakulmassa on havaittavissa lievästi enemmän kulumaa, kuin muissa kulmissa (kuva 26). Liitteen A kuvassa 40 on molempien siipien kokoonpano purettuna kestotestin jälkeen, josta näkee selvemmin pintavauriot roottorin tiivistimen kulmien alueilla. Kahteen suuntaan kohdistuvat puristukset, suuresta nopeudesta johtuvat suuret kitkat ja lämpötilat aiheuttavat tiivistimen ulkokulmien alueelle suurimmat rasitukset.



*Kuva 26: Roottorin tiivistin (vas.) ja staattorin tiivistin (oik.) kestotestin jälkeen.*

Tiivistimen puristumalla tarkoitetaan sitä matkaa, jonka tiivistinmateriaali puristuu kaasan tiivistettävää pintaa vasten. Kestotestin 9000 syklin aikana akseli oli kuluttanut staattorin tiivistimen alkuperäisestä puristumasta noin 79 %, mikä on todella paljon. Roottorin tiivistimen ylä- ja alapuolen puristumasta oli kulunut noin 50 %, eli noin 25 % per sivu ja ulkoreunasta noin 33 %. Roottorin tiivistimen ulkoreunan kulkema matka yhden syklin aikana on noin 656 mm, joten testin aikana matkaa kertyi noin 5,9 kilometriä, kun taas staattorin tiivistimen pyyhkäisymatka syklin aikana on noin 246 mm ja koko testin aikana noin 2.2 kilometriä. Staattorin tiivistin on kulunut huomattavasti enemmän suhteessa roottorin tiivisteeseen, mikä johtuu akselin naarmujen ja huonon pinnanlaadun kuluttavasta vaikutuksesta.

Heikoimmaksi kohdaksi ehkä hieman yllättäenkin osoittautui laakerointi ja laakereihin integroidut akselitiivistimet. Kestotestien aikana huomattiin radiaalista välystä akselin ja

laakerin välissä, jota alettiin seurata ja mitata (kuva 27). Noin 2900 syklin kohdalla vällys oli noin 0,25 mm ja 6000 syklin kohdalla vällys oli 0,3-0,4 mm luokkaa ja suurimmillaan, kun roottori saavutti päätyaseman. Samoilla laakereilla oli suoritettu suurin osa ensimmäisen osion testeistä, joissa voimat ja rasitukset olivat myös paljon suurempia, kuin kestopitestissä. Testien lopussa mitatut välykset olivat edelleen 0,4 mm luokkaa, mutta mittausepäätarkkuus huomioon ottaen todelliset välykset ovat 0,3-0,5 mm alueella. Staattorin tiivistimen ja akselin välinen tiivistys oli päätyasemasta liikkeelle lähdettäessä välyksen verran heikompi, mikä oli tällöin syynä suurille vuodoille.



***Kuva 27: Akselin ja laakerin radiaalinen välys siirtyi roottorin pyörimisliikkeen mukana kestopestien aikana.***

Laakerit olivat aiemmin suorituskykytesteissä pyörineet pesässään, mikä oli kuluttanut niiden ulkomittaa. Radiaalivälysten kehittyminen on ollut edellä mainitun pyörimisen, akselin naarmujen aiheuttaman kulumisen, sekä mahdollisen virumisen yhteisvaikutusta.

Noin 2900 syklin jälkeen alettiin havaita molempien akselitiivistimien kohdalta pientä pisaravuotoa ja 3930 syklin kohdalla vuodot olivat kehittyneet jo noin 0.5 dl/min suuruiseksi, jolloin päätettiin vaihtaa akselin o-renkaat. Hieman aiemmin oli myös havaittu mustia kumilastuja tulevan akselin ja laakerin välistä. O-renkaita tarkasteltaessa huomattiin renkaiden pinnassa korkkiruuvimaisia uria kiertäen koko renkaan (kuva 28). Nämä urat aiheuttivat myös vuodot, koska renkaat eivät enää tiivistäneet kunnolla akselia vasten. Ainoa järkevä selitys renkaiden pyörimiseen oli akselin pinnassa havaitut naarmut, jotka olivat sekä pyörittäneet rengasta, että leikanneet samalla uraa renkaan pintaan. Liitteen A, kuvasta 41 on nähtävissä akselin syvät naarmut juuri o-renkaiden tiivistyskohdalla.





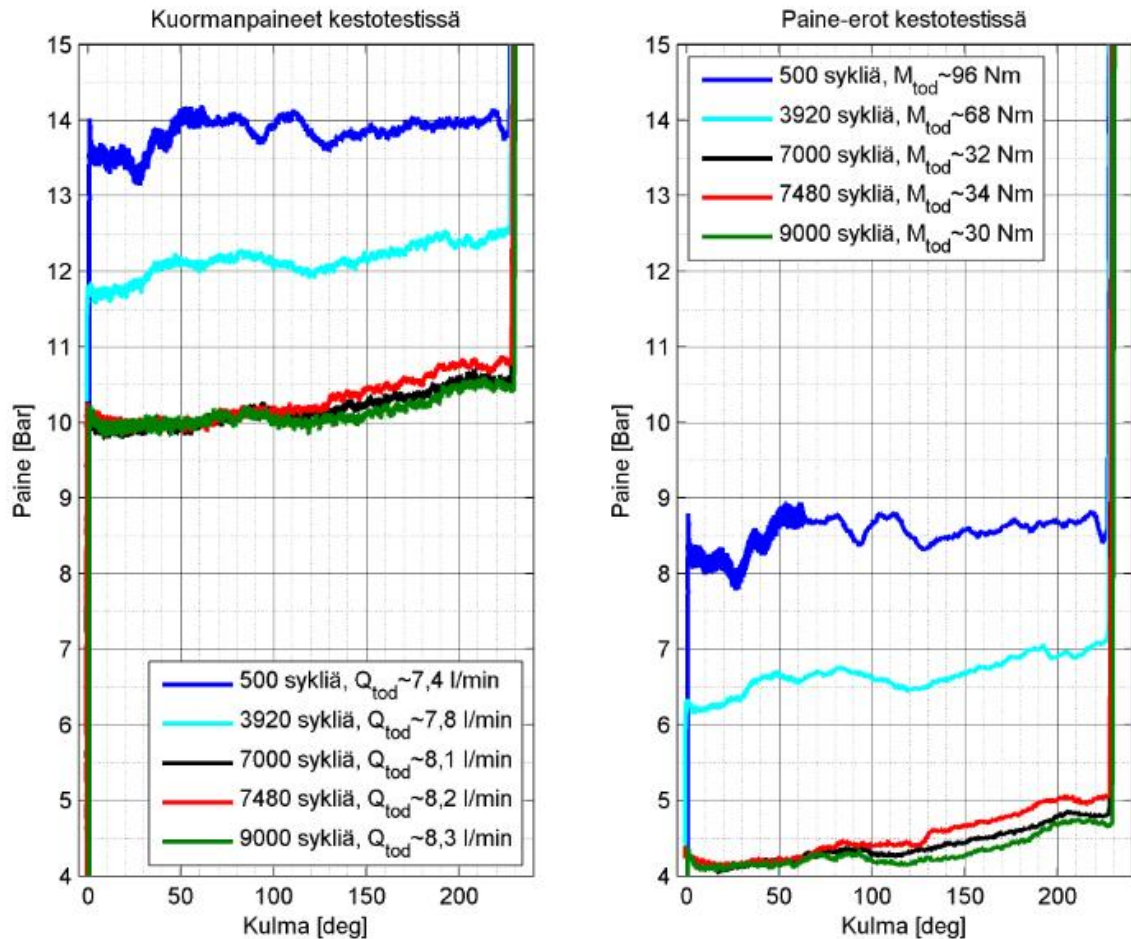
***Kuva 28: Akselin o-renkaaseen leikkautuneet urat kestotestin aikana ja irronnutta kumilastua laakerin pinnalla.***

Testiä jatkettiin ja 6200 syklin jälkeen havaittiin taas akselitiivistimen vuotoa muutama tippa per sykli. Vuotojen kasvaessa taas noin 0,5 dl/min lukemiin vaihdettiin tiivistimet toistamiseen 7500 syklin kohdalla. O-renkaisiin oli muodostunut vastaavanlaiset urat, kuin edellisen vaihdon kohdalla.

## 4.6 Kestotestin vaikutus suorituskyykyyn

Kuten jo kappaleessa 5.2 mainittiin, dataa kerättiin koko kestoproovin ajalta. Mitattuja arvoja pitää verrata keskenään, jotta saadaan tarkkailtua kestoprovin aikana syntyneitä muutoksia suorituskyykyyn. Jotta vertailupisteet antaisivat riittävän kattavan kuvan kestoprovin tuloksista, data päätettiin esittää testin alkuvaiheesta 500 syklin kohdalta, juuri ennen akseliivistimien vaihtotoimenpiteitä 3920 ja 7480 syklin kohdilta, sekä näiden väliltä ja lopusta 7000 ja 9000 sykliden kohdilta.

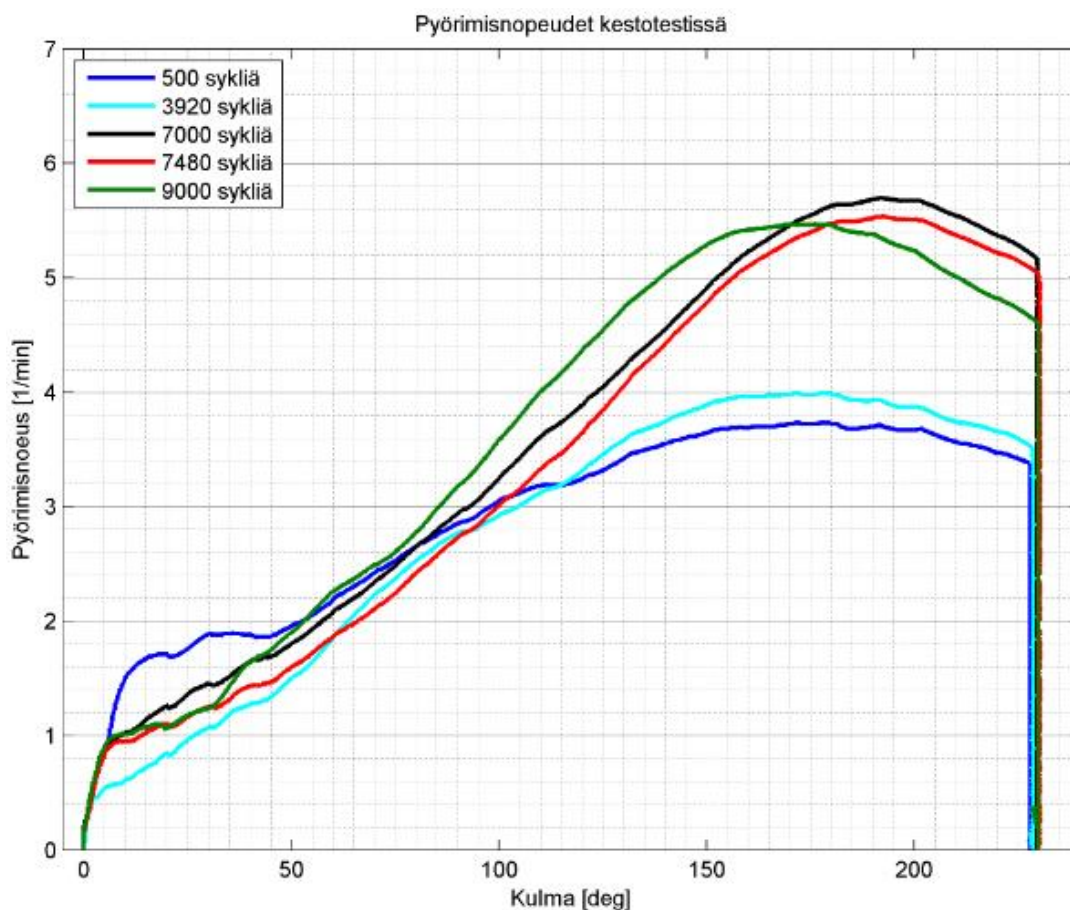
Kuorma oli aluksi suurempi, mitä loppuvaiheessa, mistä syystä se heijastui myös kuormanpaineeseen ja paine-eroon. Kuvassa 29 on esitetty paineiden käyttäytyminen yhden-suuntaisessa liikkeessä edellä mainituista kohdista testiä. Korkeammilla paineilla, eli syklien 500 ja 3920 kohdilla, jarrulla esiintyi niin sanottua stick-slip ilmiötä. Stick-slip aiheutti korkeataajuisia jarrun nytkähtelyä liike- ja lepokitkan raja-alueella. Tämä vaikutti suoraan myös paineisiin aiheuttaen melkoista värinää ja vaihtelua.



**Kuva 29:** Toimilaitteen kuormanpaineet ja paine-erot eri vaiheilta kestoprotestiä. Kuormanpaineokuvaajaan lisätty syklien perään keskimääräinen todellinen tilavuusvirta toimilaitteelle. Paine-erojen kuvaajassa syklin perässä kuormitusmomentin keskiarvo.

Kuvan 29 paine-erokuvaajasta nähdään, että 500 ja 3920 syklin kohdalla kuormitusmomentti oli varsin korkea (jopa 96 Nm) verrattuna testin loppuvaiheen kuormaan, jossa momentti tasaantui 30 Nm tuntumaan. Vastaavasti myös kuormanpaineet olivat alkuvaiheessa korkeammat, mikä pienensi toimilaitteelle tuotua todellista tilavuusvirtaa, kuten kuvan 24 pQ -käyrästä voidaan tarkistaa.

Kuvassa 30 on esitetty pyörimisnopeus kiertokulman funktiona. Jälleen 500 ja 3920 syklin käyrät eroavat muista pienemmillä nopeuden arvoilla, siis myös hitaammalla liikeajalla. Kolmen viimeisen mittapisteen käyrän pyörimisnopeudet ovat melko lähellä toisiaan, mutta näistä on havaittavissa maksiminopeuden alenemista mitä pidemmälle testi eteni.

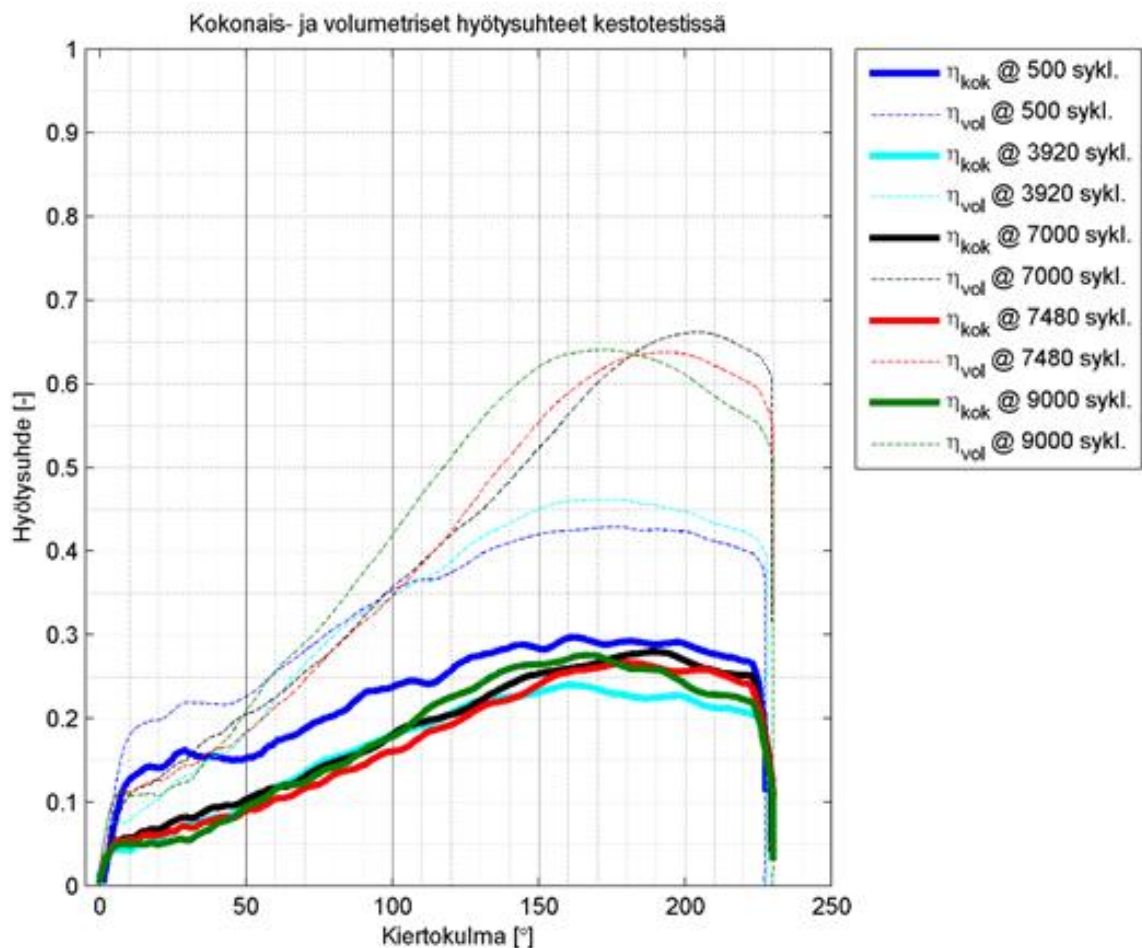


*Kuva 30: Akselin pyörimisnopeudet kestotestin eri vaiheilta.*

## 4.7 Kestotestin vaikutus hyötysuhteisiin

Kuvaan 31 on koottu sekä kokonais-, että volumetriset hyötysuhteet edellä mainituista testin kohdista. Kokonaishyötysuhde on todella alhainen, mutta se johtuu lähinnä pienestä kuormasta ja suorituskäytöstejä pienemmistä pyörimisnopeuksista. Pyörimisnopeuksien maksimiarvot kestopitestissä on 6,25–5,25 r/min, kun suorituskäytösteissä samoilla kuormien arvoilla se oli 3,8–4 r/min. Kokonaishyötysuhde näyttää käyttäytyvän melko samanlaisena koko testin ajan maksimiarvon hajonnan jään 0,2 ja 0,3 väliin. Testien alussa 500 syklin kohdalla kokonaishyötysuhde on muita korkeampi. Tämä johtuu muista mittauspisteistä korkeammasta kuormasta, jolloin myös kuormanpaine on korkeampi pienentäen todellista tilavuusvirtaa.

Volumetriset hyötysuhteet 500 ja 3920 syklin kohdalla poikkeavat muista poikkeuksellisen pienillä arvoillaan. Ne selittyvät myös pienillä pyörimisnopeuden arvoilla, jotka kuvasta 30 on luettavissa. Loppuvaiheen volumetriset käyrät näyttävät olevan keskenään samankaltaiset.



**Kuva 31:** Toimilaitteen kokonais- ja volumetriset hyötysuhteet kiertokulman funktiona eri vaiheilta kestopestiiä.

## 4.8 Vuotovirtaukset ja vääntömomentit päätyasennoissa

Kestotestien jälkeen mitattiin vielä toimilaitteen vuotovirtauksia. Seuraavat taulukot esittävät päätyasentojen vuotovirtauksien mittaustulokset. Taulukon 3 arvot vastaavat tilannetta, jossa toimilaitetta on kuormitettu vasten päätyrajoittimia kummassakin päädyssä ja mitattu kuormanpaineet, sekä tankkilinjan paineet. Samalla on laskettu vuotovirtaus tankkilinjaan sijoitetulla virtausmittarilla..

**Taulukko 3: Toimilaitteen paineet ja lasketut vuotovirtaukset päätyä vasten ajettaessa.**

Paineet ja vuotovirtaukset päätyä vasten ajettaessa		
Suunta 1		
Kuormanpaine	Tankkilinjan paine	Vuotovirtaus
21,3 bar	3,8 bar	6,3 L/min
Suunta 2		
Kuormanpaine	Tankkilinjan paine	Vuotovirtaus
17,4 bar	5,2 bar	6,7 L/min

Taulukon 4 arvot on mitattu tilanteessa, jossa toimilaitetta on yritetty pyörittää päätyasennoista, mutta liike estetty jarrulla.

**Taulukko 4: Toimilaitteen paineet ja lasketut vuotovirtaukset päädyistä liikkeelle lähdeettäessä.**

Paineet ja vuotovirtaukset päädyistä liikkeelle lähdeettäessä		
Suunta 1 & 2		
Kuormanpaine	Tankkilinjan paine	Vuotovirtaus
11,2 bar	6,9 bar	8 L/min

Näillä testeillä saatiin selville, että päätyasentoa vastaan kuormittaessa vuodot olivat 6,3–6,7 L/min, riippuen kiertosuunnasta, jolloin paine-eroksi muodostui noin 12,2–17,5 bar. Oheiset paine-erot vastaavat noin 174–274 Nm vääntömomenttia, mikä on kestotestin läpäisseitä tiivistimiltä hyvä tulos.

Kun toimilaitetta kuormitettiin päätyasemissa jarrua vastaan, suuret vuodot aiheuttivat paine- ja tankkilinjassa niin suuria painehäviöitä, että paine-eroksi porttien välillä muo-

dostui vain noin 4,3 bar. Pienempi paine-ero pienentää myös saatavaa momenttia, joka tässä tapauksessa jää alle 30 Nm.

Kerättyjen tulosten perusteella kestopitestillä ei ollut tiivistimien toimintaan dramaattisia vaikutuksia. Liikkeen alkumatkalla, pienillä siipikulmilla, voimien suunta aiheuttaa laakereissa välyksiä, jotka taas aiheuttavat staattorin ja roottorin tiivistyksen heikkenemisen.

## 4.9 Testeissä havaitut kehittämistä vaativat toimilaitteen kohdat

Testeistä saatiin paljon hyvää tietoa laitteen toiminnasta ja parannuskohteista. Tähän kappaleeseen on koottu asioita, joihin pitää kiinnittää huomiota kehityksessä.

Testien aikana selvisi, että hyvin pienet muutokset tiivistimien mitoissa vaikuttivat tuloksiin yllättävän paljon. Siivet rakentuvat runkopaloista ja niiden väliin puristettavista välilevyistä. Välilevyjen kiinnitysreiät ovat hieman väljät ja levyt liikkuvat sekä x, että y-suunnissa, joiden lisäksi niille on mahdollista pieni kiertoliike z-akselin suhteen. Staattorinsiipi oli myös mahdollista asentaa akseliin ylösalaisin, mikä valmistustoleransseista johtuen muutti tiivistykset erisuuriksi. Edellä mainitut asiat vaikeuttivat siipien kokoonpanoa ja tiivistimien testaamista. Tiivistimet oli saatava asemoitua toistuvasti ja luotettavasti samaan kohtaan, joten väliaikaisratkaisuksi keksittiin eräänlaiset asennustulkit. Näin saatiin tiivistimien, sekä runkopalojen reunat samaan linjaan ja määriteltäviä halutut etäisyydet niiden välille. Siipien rakenteeseen on tehtävä muutoksia, jotka vähentävät osien liikkumista toistensa suhteen ja siten helpottavat tiivistimien asentamista. Siipien kiinnitys akselille ja kammioon tulee muuttaa niin, että ne voidaan asentaa vain yhdellä tavalla.

Liukulaakerit eivät olleet riittävän pitkäkestoiset, joten niille kohdistuvaa pintapainetta on yritettävä pienentää ja miettiä voiko valmistusmateriaalin vaihtaa kestävämmäksi. Akselin kiertokulmalla havaittiin olevan vaikutusta pyörimisnopeuteen, vääntömomenttiin ja hyötysuhteisiin. Tämä tarkoittaa välysten muuttuvan kiertokulman mukana, mihin voidaan vaikuttaa myös laakereita kehittämällä. On myös keksittävä ratkaisu liukulaakereiden kiinnittämiseksi, koska ne alkoivat testien aikana pyöriä pesässään.

Ensimmäiset parannuskohteet selvisivät jo suorituskykytestien aikana, jolloin huomattiin roottorin siipien olleen liian lyhyet ja tiivistimen taittuvan helposti kammion seinämän ja roottorin väliin. Pikaisesti suunniteltiin ja tilattiin uudet pidemmät siivet, joiden toiminta todettiin hyväksi.

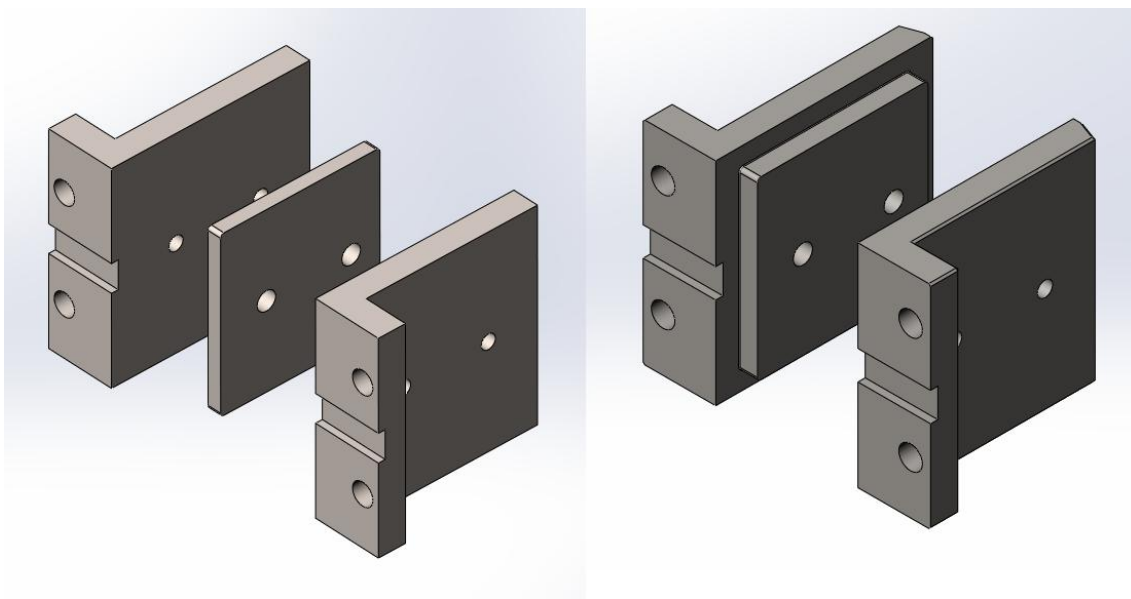
Osien pinnanlaatuihin ja mittatoleransseihin, joilla voidaan pienentää kitkoja ja vuotoja, tulee kiinnittää huomiota sekä suunnittelu, että valmistusvaiheessa. Riittävä pinnanlaatu auttaa pidentämään myös tiivistimien kestoikää.



## 5. TOIMILAITTEEN RAKENTEEN KEHITYS

Diplomityön yksi tavoite on kehittää toimilaitteen prototyyppiä, tavoitteena muun muassa parantaa ominaisuuksia ja helpottaa valmistamista sekä huollettavuutta. Tässä luvussa kerrotaan mitä muutoksia toimilaitteen rakenteelle tehtiin ja miksi.

Testien perusteella voidaan sanoa, ettei siivissä olevien välilevyjen merkitystä tule aliarvioida. Tiivistimet asennetaan välilevyjen ympärille, joten niiden mitat ja toleranssit vaikuttavat suoraan tiivistykseen. Prototyypissä välilevyjen asemointi oli erittäin haastava ja lähes mahdoton saada toistamiseen samaan kohtaan siipeä. Tästä johtuen siipien rakenne muutettiin kolmiosaisesta kaksiosaiseksi, jossa välilevy on kiinteästi toisessa siiven puoliskossa (kuva 32). Siivenpuolikkaille määritettiin mittatoleranssit, joissa tulee pysyä parhaimman mahdollisen tiivistyksen takaamiseksi.

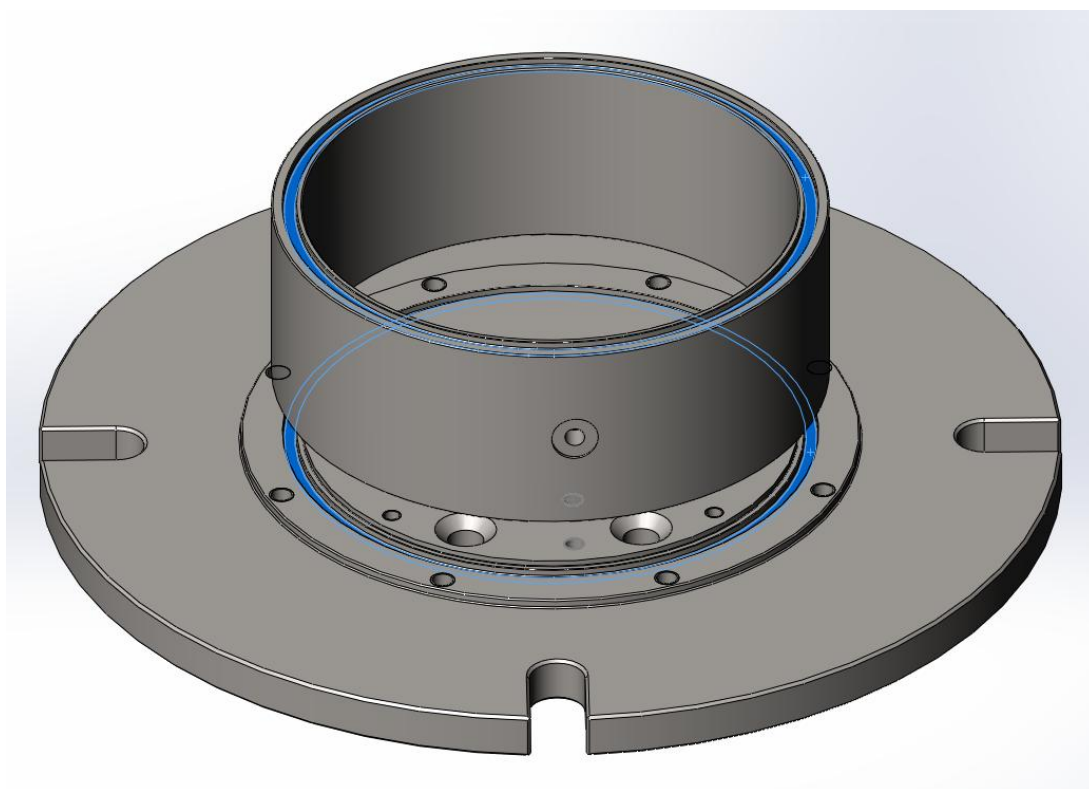


**Kuva 32:** Vasemmalla on kuvattu alkuperäinen 3-osainen roottorin siipirakenne, oikealla kehitelty 2-osainen roottorin siipirakenne, jossa välilevy on integroitu siiven puoliskoon.

Testien aikana havaittiin liukulaakerien alkavan pyöriä akselin mukana ja vuotamaan laakerin ja rungon välistä. Ratkaisuksi tähän päädyttiin työstämään sekä kannen, että rungon laakeriupotukseen viiste o-renkaita varten. Asennetut o-renkaat toimivat mainiosti, eikä vuotoja enää havaittu kyseisestä välistä. Laakerien pyörimiseen ratkaisu ei

täydellisesti auttanut, joten toimilaitteen seuraavaan versioon päätettiin työstää lukitusura putkisokalle, jonka tarkoituksena on estää liukulaakerin pyöriminen.

Toimilaitteen prototyypin runko, eli painekammio, on valmistettu umpimateriaalista sorvaamalla. On selvää, että kyseinen valmistustapa hukkaa materiaalia, kuluttaa työkaluja, sekä aikaa ja siten lisää valmistuskustannuksia. Markkinoilta löytyy sopivan kokoista ainesputkea, josta voidaan valmistaa painekammion ulkokehä. Kehitetyssä versiossa kammion sivuseinäämä valmistetaan ainesputkesta ja kammion pohja levymateriaalista sorvaamalla. Sivuseinäämän vahvuus on puolet prototyypin seinämävahvuudesta, mikä keventää rakennetta noin 2,8 kg. Prosentuaalinen painonpudotus verrattuna aikaisempaan on noin 12 %. Seinämän ohennus vaatii rakenteen koossa pitävien pulttien siirtämisen seinämän sisältä sen ulkopuolelle, mikä ei ole ongelma. Prototyypin kokoaminen ja purkaminen oli tehtävä kansi ylöspäin, koska rungon ja kannen tiivistävän o-renkaan ura sijaitsi runko-osassa. Kiristettäessä ja avattaessa koossa pitäviä pultteja, koko toimilaite tuli kääntää ylösalaisin, pitäen samalla kiinni sekä rungosta, että kannesta, mikä osoittautui hankalaksi. Kehitysversion kanteen sekä lieriön toiseen päättyintään työstettävät o-rengasurat helpottavat huomattavasti toimilaitteen kasaamista ja purkamista (kuva 33).



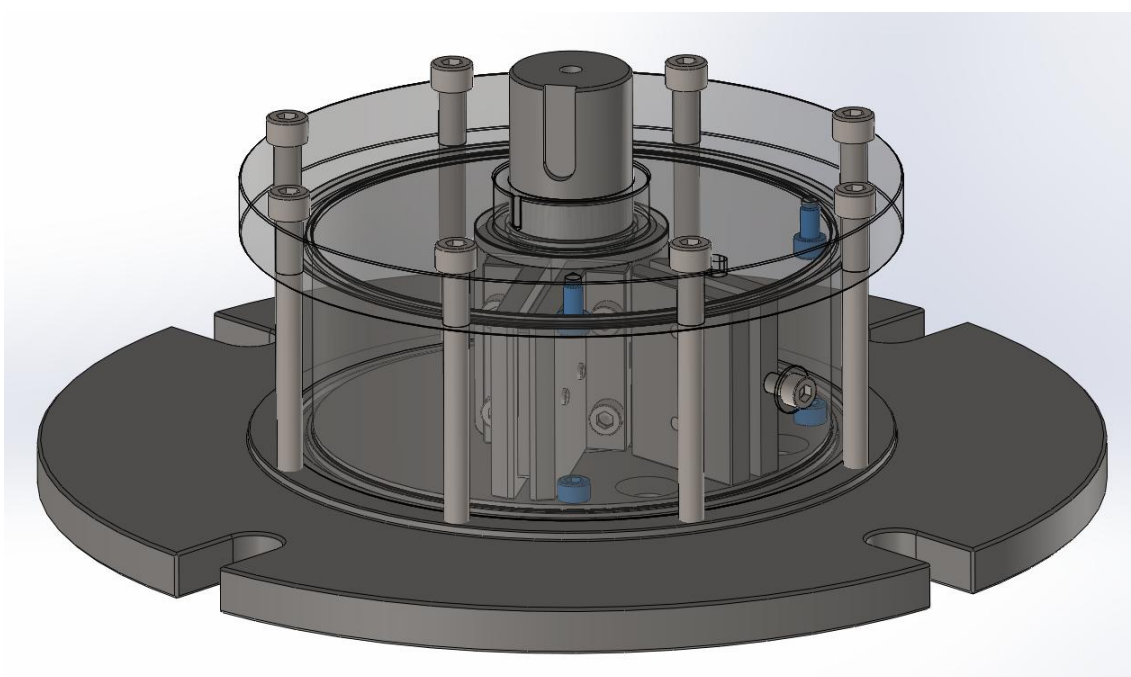
**Kuva 33: Kannen ja lieriön uudet o-rengasurat (korostettu sinisellä) parantavat asennettavuutta.**

Sekä akselin, että kammion tiivistinpintojen pinnanlaatuihin tulee kiinnittää huomiota. Työpiirustuksiin merkattuja pinnanlaatuja saattaa jatkossa tarvita parantaa entisestään.



Kaikki naarmut ja epätasaisuudet sekä kuluttavat tiivistimiä, että heikentävät tiivistystä, koska kyseessä on pienen viskositeetin neste.

Prototyypin roottorin liikettä rajoittaa ainoastaan roottorinsiiven tyvikohdan törmääminen staattorinsiipeen. Koska roottorinsiipeen kohdistuva paineresultantti on kauempana akselin keskustasta, kuin mitä edellä mainitun törmäämiskohdan etäisyys akselin keskipisteestä, syntyy vipuvaikutus. Vipuvaikutus aiheuttaa laakereille äkillistä kuormitus-suunnan vaihtelua, kun roottorin tyvikohda törmää staattoriin. Laakerien rasituksen pienentämiseksi suunniteltiin roottorin liikkeen ääriasentojen rajoittimet, jotka pysäyttävät liikkeen juuri ennen siipien osumista toisiinsa (kuva 34).



***Kuva 34: Roottorin liikkeen ääriasentojen uudet rajoittimet (korostettu sinisellä).***

Liukulaakerit osoittautuivat kestopitestissä toimilaitteen heikoimmaksi osaksi. Prototyypin laakerimateriaalina testattiin sekä polyasetalia (POM), että teflonia (PTFE), joista teflon ei kestänyt kovin pitkään. D&E liukulaakeriluettelon mukaan polyasetalin pintapaineeksi voidaan sallia noin 60 MPa. [12] Kun verrataan sallittua pintapainetta taulukosta 2 saatuun noin 11,6 MPa arvoon, niin varmuuskertoimeksi pintapaineen suhteen saadaan noin 5,1, mikä on erittäin hyvä varmuus. Kehitysversion laakereiksi valittiin vielä POM – materiaali, mutta sovitteita akselille ja laakeripesään muokattiin tiukemmiksi, koska laakerien sovite pesäänsä oli alun perin hieman löysä. Laakerit liikkuivat käsin melko helposti ja lisäksi pääsivät pyörimään testien aikana, mikä kulutti niitä.

Taulukkoon 5 on poimittu D&E Trading Oy:n nettisivuilta löytyvästä taulukosta poly-eetterieetteriketonin (PEEK) ja polyasetaaalin ominaisuuksia. Taulukon PEEK – materiaaliin on sekoitettu hiilikuitua, grafiittia ja PTFE:tä parantamaan lujuutta, kulutuskestävyyttä ja kitkakerrointa [12]. Lisäaineiden määrät ja suhteet eivät ole tiedossa, mutta ominaisarvojen perusteella se on hyvin lähellä PEEK-CF30 – materiaalia, johon on sekoitettu 30 % hiilikuitua [13]. Mikäli toimilaitteeseen suunnitellut pyörimisliikkeen rajoittimet eivät merkittävästi paranna POM – liukulaakerien kestoa, niin hyvä vaihtoehto olisi parempien ominaisuuksien ansiosta PEEK-CF30.

**Taulukko 5: Liukulaakerimateriaalien ominaisuuksia [12, muokattu].**

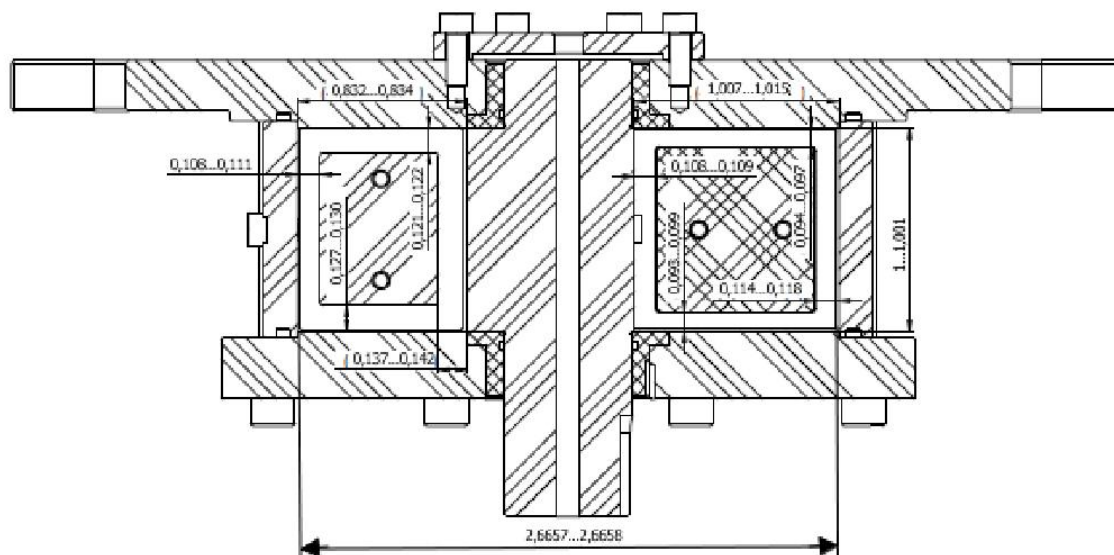
Nimitys	Yksikkö	PEEK	POM
Lämmönjohtavuus	W/(mK)	0,60	0,32
Lin. lämpölaajenemiskerroin	$10^{-7}$ / m x K	3,0	12,0
Dynaaminen lämpötila-alue	°C max	-100/ +250	-40/ +80
Lämpökesto kuormittamatta	°C max	310	140
Tiheys	g/cm <sup>3</sup>	1,53	1,52
Vedenimeytymiskyky	%	0,10	0,65
Vetolujuus	N/mm <sup>2</sup>	150	50
E-Moduuli	N/mm <sup>2</sup>	6500	2500
Sallittu pintapaine	N/mm <sup>2</sup>	150	60
Sallittu pyörimisnopeus	m/s	1,5	1,0
Sallittu lineaarinen nopeus	m/s	5,0	4,0
pv-arvo max	N/mm <sup>2</sup> x m/s	3,5	0,6
Dynaaminen kitka/teräs	μ	0,10 - 0,20	0,07 - 0,15
Väri		musta	valkoinen

Suorituskykytesteissä löytyneitä optimaalisia tiivistimiä ei voi suoraan käyttää kehityksessä rakenteessa, koska siipien rakenteet kokivat muutoksia. Tiivistimien joka sivulta määritettiin mitat, paljonko tiivistinprofiili puristuu tiivistettävien komponenttien välissä. Näitä mittoja käytettiin uusien tiivistimen mitoituksessa.

## 5.1 Kehitysversion valmistustoleranssien vaikutus tiivistykseen

Koneenrakennuksessa ei ole järkevää vaatia absoluuttisen tarkkoja mittoja, vaan mitoille tulee antaa laitteen toiminnan kannalta riittävät toleranssit, joiden sisällä valmistusepätarckkuudet ovat hyväksyttävissä. Tämä tarkoittaa sitä, että mitoille annetaan sopivat ylä- ja alarajat, joiden sisällä niiden tulee toteutua. Huonosti valitut toleranssit voivat vaikuttavaa kokoonpanojen mittoihin siten, että laite ei toimi enää suunnitellulla tavalla. On aina syytä tarkastella kokoonpanojen mittojen käyttäytymistä ketjuttamalla

osien mitat toleransseineen, jolloin nähdään suurimmat ja pienimmät mahdolliset osien väliset erot. Kuvassa 35 on esitetty tiivistimien urien minimi ja maksimit mitat suhdeluina kammion korkeuteen nähden. Mitat on laskettu ketjuttamalla toimilaitteen komponenttien mitat. Tämän perusteella on helppo laskea tiivistimien alkuperäiset puristukset uusiin tiivistimiin.



**Kuva 35:** Toimilaitteen tiivistyksen mitoittamiseen liittyvä kuva, jossa esitetty tiivistimen urien toleranssialueet suhdeluvuilla. Suhdeluvun kanta on kammion korkeuden alammitt (luku 1).

Vastaavanlainen ketjutus suoritettiin muillekin osille, jotta saatiin tarkastettua niiden yhteensopivuus. Tämän työn kannalta on mielenkiintoisinta tarkastella tiivistykseen vaikuttavia mittoja.

**Taulukko 6:** Uusien tiivistimien esipuristustaulukko, jossa esipuristukset prosentteina. Arvojen vaihteluväli johtuu tiivistimen mitoille annetuista toleransseista.

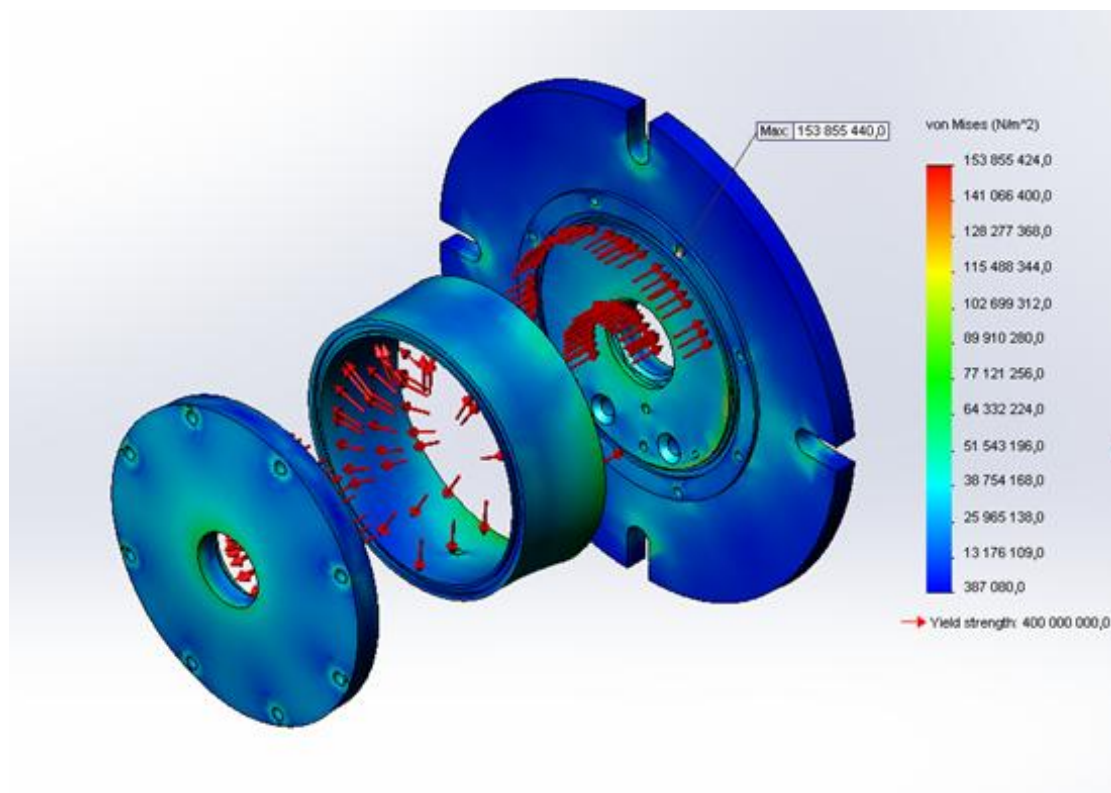
Tiivistimille mitoitetut esipuristukset [%]		
	Roottorin tiivistin	Staattorin tiivistin
Ylä- / alareuna	12,3...18,1	13,3...18,7
Kammioreuna	12,6...18,5	14,0...16,3
Akselireuna	14,4...20,4	8,7...15,6

Taulukossa 6 on esitetty uudelleen mitoitetujen tiivistimien esipuristukset prosentteina. Lukemat on laskettu kaavan (15) mukaan. Tiivistimien mitat on määritetty niin, että tiivistyksien arvot osuvat kappaleessa 2.4 mainitulle dynaamisille tiivistimille suositellulle välille, joka on 12–18 %.

## 5.2 Kehitetyn runkorakenteen FEM – tarkastelut

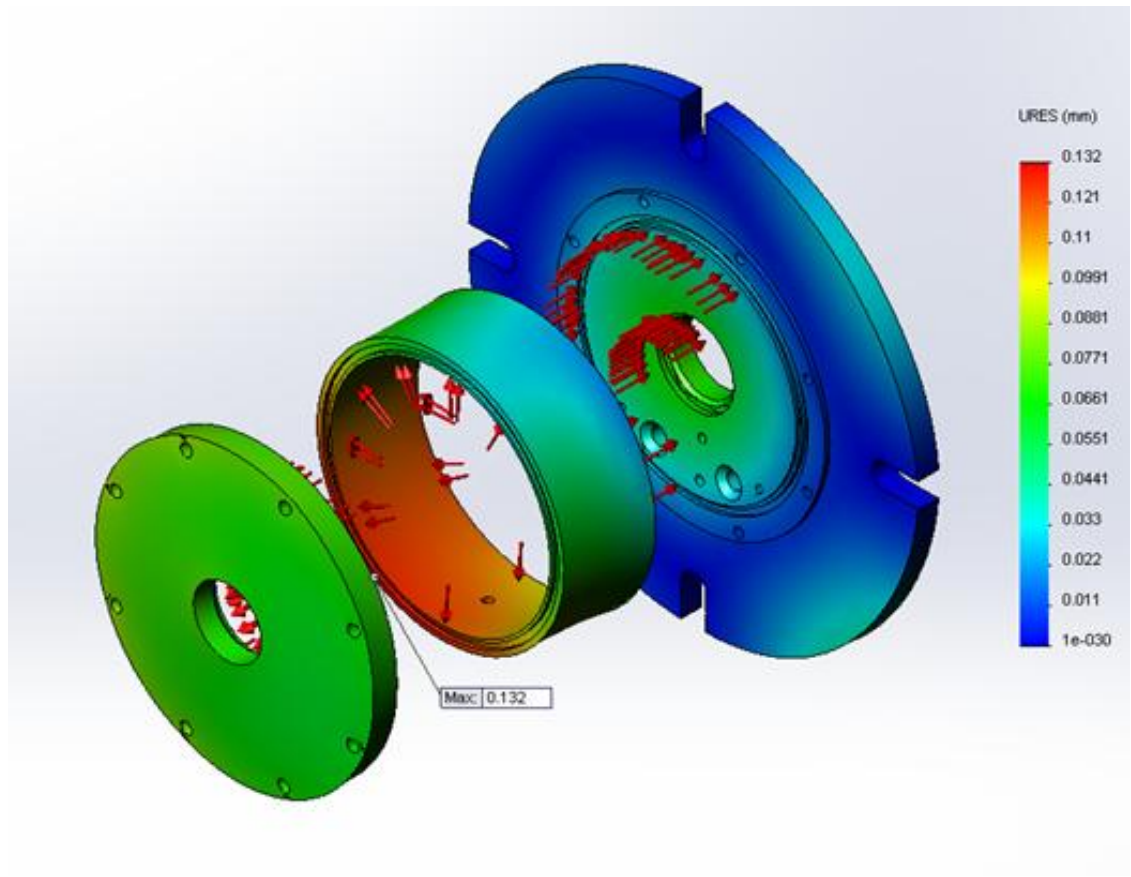
Toimilaitteen runkoa tarkasteltiin jännitysten ja muodonmuutosten osalta FEM – analyysillä, jossa mukana olivat kansi, liejiö ja pohja. Rakenteen materiaaliksi valittiin EN 1.4404 (AISI 316L) mukainen ruostumaton teräs, josta myös prototyyppi on rakennettu. Malli on kiinnitetty kansilaipan korvakkeista kiinteästi ja kokoonpano on kasattu 8 kpl virtuaalisella pultilla, joiden esikivistysmomentti on 12 Nm. Simuloinnissa ei ole otettu kolmen runkopalan välisiä puristuskikkoja huomioon, mitkä todellisuudessa parantavat muodonmuutostuloksia. Kolmen osan välille on luotu ”No Penetration” – ehto, joka ei anna kappaleiden muodonmuutosten tunkeutua toistensa sisään. Paineeksi kammion sisälle valittiin 20 bar, mikä vastaa tavoiteltua 230–240 Nm vääntömomenttia. Paineen vaikutuksia rakenteeseen tutkittiin kappaleessa 2.5 mainitusta syystä viidellä eri siiven kulmalla, jotka olivat 180°, 210°, 240°, 270° ja 300°. Malli on räjäytetty tuloksien kuvissa ja niissä on käytetty 100 – kertaista skaalausta, jotta muodonmuutokset olisivat helpompia havaita.

Standardin EN 10088-2 mukaan kuumavalssatun 1.4404 -levyn  $R_{p0,2}$  – rajan minimiarvo on 220 MPa ja vetomurtolujuuden arvo 520–670 MPa [14]. Kuvasta 36 nähdään, että rakenteen maksimijännitys jää alle 154 MPa siipikulmalla 240°. Tällöin  $R_{p0,2}$  – raja jää turvamarginaalia vielä noin 66 MPa ja varmuuskertoimeksi materiaalin myödyn suhteen muodostuu noin 1,4. Paineastian mitoitusstandardissa SFS 2610, annetaan ruostumattomalle teräkselle ja  $R_{p0,2}$  – raja perustuvalla sallitulle jännitykselle varmuusluku 1,3 [15]. Määritetty varmuuskerroin 1,4 voidaan tällöin hyväksyä. Lisäksi FEM - analyysissä käytetty 20 bar paine-ero voidaan katsoa erittäin harvinaiseksi tilanteeksi. Varsinaisessa käytössä ei ole tarpeen käyttää niin suurta paine-eroa, koska toivottu 240 Nm maksimivääntömomentti saavutetaan jo noin 17,5 bar paine-erolla. Analyysin maksimijännitys kohdistuu hyvin pienelle alueelle ja muu rakenne näyttäisi olevan turvalliseksi jännitysalueella.



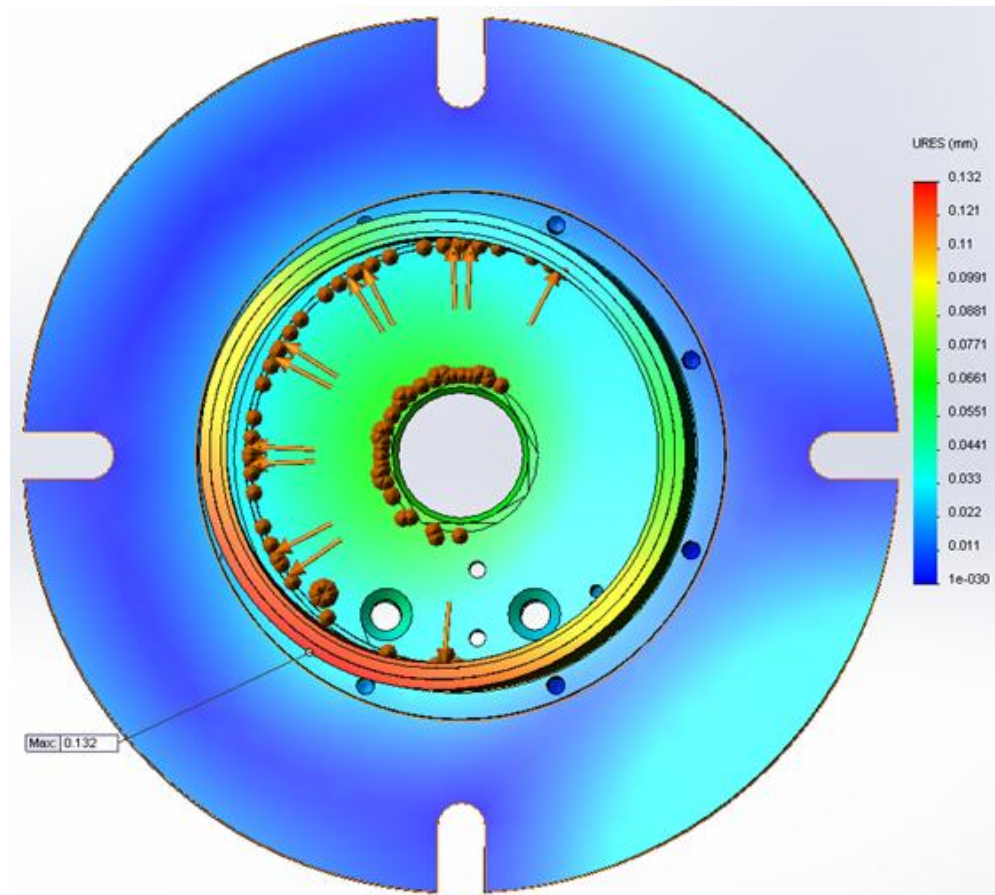
**Kuva 36:** Kehitetyn rakenteen maksimijännitykset, 20 bar paineella ja 240° siipikulmalla.

FEM-analyysillä tutkittavien jännitysten lisäksi toinen mielenkiintoinen ja varsinkin tässä sovelluksessa kriittinen ominaisuus on tiivistykseen vaikuttavat rakenteen muodonmuutokset. Kuvissa 37 ja 38 on esitetty suurimman muodonmuutoksen tilanne, jolloin siipikulman ollessa 210° pesän sivuseinämän muodonmuutos on 0,132 mm ulospäin. Roottorintiivistimen esipuristuksen suuruus sivuseinämää vasten on mitoitettu noin 3-5 -kertaiseksi verrattuna muodonmuutokseen. Mikäli roottorin tiivistin osuisi suurimman muodonmuutoksen kohdalle, esipuristus olisi edelleen lähes vuoden kulu-  
maa vastaava.



*Kuva 37: Kehitetyn rakenteen muodonmuutokset suurimmillaan 20 bar paineella ja 210° siipikulmalla.*





***Kuva 38: Kehitetyn rakenteen muodonmuutokset suurimmillaan 20 bar paineella ja 210° siipikulmalla.***

Tiivistyksen riittävyttä arvioitaessa on myös huomioitava, että suurin muodonmuutos on roottorin asemaan nähden kammion vastakkaisella puolella. Tämä nähdään hyvin kuvasta 38, jossa kuviteltu roottorinsiipi on kiertynyt noin kello yhden kohdalle. Näiden tietojen perusteella voidaan kehitysversion tiivistyksen toteutuminen katsoa riittäväksi.

## 6. JOHTOPÄÄTÖKSET

Työssä onnistuttiin saavuttamaan tavoitteiksi määritellyt asiat, testien eri vaiheissa ilmenneistä viivästyksistä huolimatta. Toimilaitteelle asetettu 240 newtonmetrin minimivääntömomentsi onnistuttiin ylittämään reilusti kohtalaisella maksimipaineella. Tähän vaikutti sopivien tiivistinmateriaalin ja tiivistimien mittojen löytyminen. Testeissä vertailtiin kahta materiaalia jotka olivat VITON ja EPDM. Näistä EPDM osoittautui ominaisuuksiltaan ja kestävyydeltään hyväksi. Hyötysuhdekuvaajat pystyttiin myös määrittämään eri kuormille ongelmitta ja ne ovat keskenään hyvin linjassa.

Toimilaitteen hyötysuhteet ovat kuitenkin vahvasti riippuvaisia akselin kiertokulmasta, mihin vaikuttaa isommista välyksistä aiheutuvat vuodot kiertoliikkeen alkumatkalla. Suorituskykytesteillä määritettyjen hyötysuhteiden maksimiarvot kohoavat noin 0,5 tuntumaan, mitä voidaan pitää kohtalaisena tuloksena tämän tyyppisellä, hankalasti tiivistettävällä rakenteella. Kun välyksistä johtuvia vuotoja saadaan pienemmiksi muun muassa laakerointia parantamalla, paranevat hyötysuhteetkin varmasti paremmalle tasolle.

Kestotestissä toimilaitteen rasitusta simuloitiin vuoden aikana kertyvien työsykliä määrällä. Kuormituksen oli tarkoitus olla 70 % maksimivääntömomentista, mutta vuotojen ja jarruun liittyvien ongelmien vuoksi lopullinen kuormitukseksi saatiin vain 11–15 % maksimimomentista. Kuormitus vaihteli hieman koko keston ajan, mutta sen ei katsottu olevan ongelma, päinvastoin se ennemminkin teki testistä realistisemman, koska todellisessa käytössä kuormitus tulee myös vaihtelevaan. Kestotestissä tutkittiin toimilaitteen ominaisuuksien muutoksia, mutta mitään suuria muutoksia ei havaittu. Tiivistimien kulumisen oli odotettua ja mitattavissa testin jälkeen. Kulusta johtuvaa pientä liikkeen hidastumista testin loppua kohden oli myös havaittavissa. Hyötysuhteet keston aikana käyttäytyivät hyvinkin samankaltaisesti keskenään ja niiden profiili oli samanlainen suorituskykytesteissä määritettyihin verrattuna. Hyötysuhteet olivat toki huomattavasti suorituskykytestejä matalammat, maksimiarvojen jääden vain 0,25–0,3 lukemiin. Alhaisiin arvoihin vaikuttivat muun muassa pienet kuormat ja pyörimisnopeudet, sekä liukulaakerien kulumat.

Testien aikana selvisi, että siipien välilevyjen mitat vaikuttavat todella paljon tiivistykseen. Jos tiivistimen mitat ovat oikeat, mutta välilevyn mitat poikkeavat suunnitelluista, ja päinvastoin, niin tiivistys ei ole optimaalinen. Tiivistyksen tehokkuus summautuu useista toimilaitteen rakenteeseen toleroituista mitoista, joiden toteutumiseen tulee kiinnittää erityistä huomiota. Tiivistimet mitoitettiin uudelleen siipiin tehtyjen rakenteellisten muutosten vuoksi. Uudet tiivistinten mitat määritettiin vanhojen mittojen, sekä



tiivistimien mitoitusohjeista löytyvien esipuristussuosituksen perusteella. Uusien tiivistimien laskennalliset esipuristukset osuvat siten hyvin dynaamisille tiivistimille suositellulle 12–18% alueelle. Myös tiivistyksen kanssa kosketuksissa olevien pintojen pinnanlaatuihin on kiinnitettävä huomiota, sillä puristuksissa liikkuva kumi on hauras epätasaisuuksille ja teräville naarmuille. Naarmujen ei tarvitse olla edes kovin teräviä, koska akselin naarmujen hiomisesta huolimatta akseli kulutti staattorin tiivistintä huomattavasti enemmän verrattuna roottorin tiivistimeen.

Prototyypin kammio oli työstetty yhdestä osasta, mikä muutettiin valmistettavaksi ainesputkesta. Näin uskotaan saatavan kustannussäästöjä ja koska myös kammion seinämävahvuus puolitettiin, saadaan rakennetta myös noin 12 % kevyemmäksi. Rakenteelle suoritettut FEM – analyysit vahvistivat riittävän lujuuden ohuemmalle seinämävahvuudelle.

Työn edetessä selvisi toimilaitteen heikoimman kohdan olevan POM – materiaalista valmistetut liukulaakerit, joihin muodostui liikaa radiaalivälystä, jopa 0,4 mm. Toimilaitteen runkorakennetta kehitellessä pyrittiin minimoimaan laakereille kohdistuvia äkillisiä voimavaiheluita lisäämällä roottorin siivelle päätyrajoittimet sopiviin kohtiin. Laakerit lukitaan pesiinsä, jotta ne eivät pääsisi pyörimään. Lisäksi esitettiin vaihtoehtoiseksi materiaaliksi PEEK-CF30, joka on laakerilta vaadituilta ominaisuuksiltaan POM:ia parempi, hiilikuituvahvisteinen komposiittimuovi.

Kuten on todettu, työn tulokset täyttävät asetetut tavoitteet ja saatiin selville toimilaitteen ongelmakohdat, joihin panostamalla laitteen suorituskykyä saadaan parannettua huomattavasti.

## 7. LÄHTEET

- [1] Trotsmann, E. 1996. Water Hydraulics Control Technology. New York, Marcel Dekker Inc. 180p.
- [2] Kauranne, H., Kajaste, J. & Vilenius, M. 2013. Hydrauliteknikka. 2. painos. Helsinki, Sanoma Pro Oy. 496s.
- [3] Fonselius, J., Rinkinen, J., Vilenius, M. 2008. Hydrauliiikka II. 3. painos. Tampere, Tampereen Yliopistopaino Oy – Juvenes Print. 226s.
- [4] Mäkelä, A., Vesihydraulisten vääntötoimilaitteiden kehitys robottiniveleen. Diplomityö. Tampereen teknillinen korkeakoulu. Hydrauliiikan ja automatiikan laitos. Tampere. 2006. 119 s.
- [5] Orona, L., Optimization and redesign of a spherical wrist for a water hydraulic manipulator. Diplomityö. Tampereen teknillinen korkeakoulu. Koneautomaatio. Tampere. 2011. 80 s.
- [6] Parker Hannifin Corporation. Hydraulic rotary actuators. Catalog HY03-1800/US. [verkkojulkaisu]. 07.2011. [Viitattu 20.11.2015]. Saatavissa: <https://www.parker.com/literature/Literature%20Files/pneumatic/Literature/Actuator-Cylinder/HY03-1800.pdf>
- [7] Hydraulics & Pneumatics. Rotary Actuators: turnabout is fair play. [verkkojulkaisu]. 4.2005. [Viitattu 6.11.2015]. Saatavissa: <http://hydraulicspneumatics.com/200/TechZone/FluidPowerAcces/Article/False/9517/TechZone-FluidPowerAcces>
- [8] Greene, Tweed & Co. The Right Seal. 06/2001. [Viitattu 23.11.2015]. Saatavissa: <http://www.gtweed.com/docs/design-tools/SemiHandbook3.pdf>
- [9] Ravelast Oy. Materiaalitietoa. [Viitattu 10.9.2015]. Saatavissa: <http://www.ravelast.com/tutkimus-ja-kehitys/kumi-elastomeerit.html>
- [10] Teknikum Oy. Kumityyppien ominaisuustaulukko. [Viitattu 11.9.2015]. Saatavissa: [http://www.teknikum.com/@Bin/49229/kumityyppien\\_omaisuuksia.pdf](http://www.teknikum.com/@Bin/49229/kumityyppien_omaisuuksia.pdf)

[11] Danfoss. Nessie Directional Control Valve type VDH 30EC 4/3 datalehti. [Viitattu 8.6.2015]. Saatavissa: [http://www.danfoss.com/NR/rdonlyres/1C58CC0E-56CB-4D38-A09A\\_B5F6857E9479/0/521B0605\\_DKCFNPD042N702\\_DirectionalcontrolvalveVDH30EC43\\_GB.pdf](http://www.danfoss.com/NR/rdonlyres/1C58CC0E-56CB-4D38-A09A_B5F6857E9479/0/521B0605_DKCFNPD042N702_DirectionalcontrolvalveVDH30EC43_GB.pdf)

[12] D&E Trading Oy. Liukulaakeriluettelo. [Viitattu 8.8.2015]. Saatavissa: <http://www.detrading.se/Info%20blad%20PDF/Finska/kompoundfi.pdf>

[13] Vink Finland Oy, Product Browser. [Viitattu 8.8.2015]. Saatavissa: [http://www.tuotteet.vink.fi/media/tuotteet/peek/vink\\_peek\\_esite\\_a4\\_web.pdf](http://www.tuotteet.vink.fi/media/tuotteet/peek/vink_peek_esite_a4_web.pdf)

[14] SFS EN 10088-2, Ruostumattomat teräkset. Osa 2: Yleiseen käyttöön tarkoitettut korroosionkestävät levyt ja nauhat. Tekniset toimitusehdot, Suomen Standardisoimisliitto, Helsinki, 2005, 63s.

[15] SFS 2610, Paineastian mitoitus. Mitoituksen perusteet, Suomen Standardisoimisliitto, Helsinki 1981, 14s.

## LIITE A: KUVIA OSISTA TESTIEN AIKANA JA JÄLKEEN



*Kuva 39: VITONIT olivat yllättävän pehmeää materiaalia, joista irtosi paljon kumia kammion seinämiin. Vaaleista kohdista nähdään selvästi siiven pysähdys-, tai suunnanvaihtokohdat.*



*Kuva 40: Roottorin (ylimpänä) ja staattorin siivet purettuna kestotestin jälkeen.*



*Kuva 41: Roottori kestotestin jälkeen. Akselilla näkyvät naarmut, jotka vaikuttivat o-renkaiden hajoamiseen. Kuvassa näkyy myös tiivistimen kulman vaurio.*